R

F 7414/4

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC AL INSTITUTULUI POLITEHNIC „TRAIAN VUIA” TIMIȘOARA

27. 1982.

MECANICĂ

Tomul 27 (41) Fascicola 1-2

IANUARIE — DECEMBRIE
1982

Cititorii din străinătate se pot abona prin

I L E X I M,

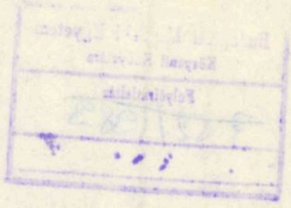
Serv. Export-import presă - Press Department

str. 30 Decembrie nr. 3-5 P.O.B. 136-137

Bucharest - Romania

1989

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC „TRAIAN VUIA”
TIMIȘOARA



Seria Mecanică

Tomul 27 (41) **Fascicola 1-2**

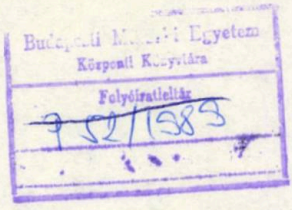
IANUARIE — DECEMBRIE

1982

1989

COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. dr. ing. COLETA DE SABATA, Prof. dr. ing. IOAN DRĂGOI, Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAȘ - redactor șef, Acad. prof. dr. doc. ing. IOAN ANTON, Prof. em. ing. CONSTANTIN AVRAM m. c. al Acad. R. S. R., Prof. dr. ing. DUMITRU BECHERESCU, Prof. dr. ing. VASILE COCHECI, Prof. dr. BORISLAV CRSTICI, Prof. dr. ing. TOMA DORDEA, Prof. dr. ing. FRANCISC KOVÁCS, Acad. prof. dr. ing. DAN MATEESCU, Prof. dr. ing. TIBERIU MUREȘAN, Conf. dr. ing. TRAIAN NICOARĂ, Conf. dr. ing. IOAN NIȚĂ, Prof. em. dr. ing. GHEORGHE SAVII, Prof. dr. doc. ing. CONSTANTIN ȘORA, Prof. dr. ing. LIVIU BRÎNDEU - secretar de colegiu



COMITETUL DE REDACȚIE

Mecanică teoretică și aplicată

Prof. dr. ing. FRANCISC KOVACS - redactor responsabil, Prof. dr. ing. IOSIF GROȘANU, Prof. em. ing. GHEORGHE SAVII - redactor responsabil adj., Acad. prof. dr. doc. ing. IOAN ANTON, Șef. lucrări dr. ing. ANTON BARTL, Prof. dr. ing. LIVIU BRÎNDEU, Prof. dr. doc. ing. ȘTEFAN CĂPROIU, Prof. dr. ing. VASILE HOANCĂ, Prof. dr. ing. IOAN ILCA, Prof. dr. ing. AUREL NANU, Conf. dr. ing. IOAN NIȚĂ, Prof. dr. ing. DAN PERJU, Conf, dr. ing. MIRCEA POPESCU, Prof dr. ing. VOICU SAFTA, Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAȘ, Prof. dr. ing. MARIN TRUȘCULESCU, Prof. dr. ing. CORNEL UNGUREANU, Conf. dr. ing. TRAIAN RAICA - secretar de redacție.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

BIBLIOTECA CENTRALĂ KÖNYVTÁRA FOLYOIRAT OSZTÁLY
7414/17

S U M A R

REZISTENTA MATERIALELOR - ORGANE DE MASINI - TEORIA MECANISMELOR

Cornut Al.,Florea D.:Contribuţie la stabilirea relaţiilor de dimensionare ale unui captor elastic 1

Safta V.,Schulz T.,Arghiriade I.: Asupra condiţiilor de propagare a fisurilor de oboseală la solicitări programate 5

TERMOTEHNICA SI MASINI TERMICE

Raica T.,Cornut Al.,Cădariu M.: Contribuţii la studiul influenţei modului de aplicare a forţelor asupra repartiţiei tensiunilor din bielă,în cazul folosirii metodei elementelor finite 11

Ungureanu C.,Nagi M.,Dimeca R.,Goleşteanu I.: Unele aspecte privind rolul peretelui diafragmă pentru separarea curenţilor de gaze care intră în coşul de fum 17

Theil H.: Consideraţii comparative privind metodele utilizate în calculul termic al schimbătoarelor de căldură 23

Jădăneanţ M.: Consideraţii asupra unor metode de calcul a turnurilor de răcire în contracurent 31

MECANICA FLUIDELOR SI MASINI HIDRAULICE

Bărglăzan M.: Influenţa unui obstacol prag amonte asupra caracteristicilor unei pompe 35

Sisak E.: Caracteristica aerodinamică universală a familiei de profile singulare 41

Gheorghiu M.: Studiul tabloului mişcării în prezenţa unor reţele circulare duble 45

Gheorghiu M.: Studiul comparativ al reţelei circulare de profile cu curbură pozitivă şi negativă 53

MÜSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

TEHNOLOGIE MECANICA

Ilca I.,Prejbeanu I.,Mânea L. : Instalaţie şi tehnologie de laminare la cald a bilelor 59

Sporea I.,Mărcuşanu A.: Aspecte privind transformările din materialele pistoanelor motoarelor cu ardere internă 67

Mânea L.,Maksay St.: Asupra posibilităţilor de tipizare a profilului cărămizilor cu canale,ce formează ecranele permeabile din cuptoarele metalurgice 71

TEHNOLOGIA CONSTRUCTIILOR DE MASINI

Pop I.,Molnar I.: Studiul experimental al procesului de strunjire prin intermediul autovibraţiilor (Partea I-a) 75

Pop I.,Molnar I.: Studiul experimental al procesului de strunjire prin intermediul autovibraţiilor (Partea II-a) 79

MATERIAL RULANT DE CALE FERATA

Muntean Gl. : Magnibus o2 - Frînarea mecanică 85

Turoş Gh.,Zăgănescu I.: Influenţa regimului de funcţionare a locomotivei asupra stabilităţii grupului motor diesel - generator 89

MASINI AGRICOLE

Dănilă I.,Iancului D.,Boguleanu M.; Cercetări privind regimul de lucru al greblei cu transportor 97

Buletin Scientifique et Technique
de
L'institut polytechnique "Traian Vuia" de Timişoara
Tome 27(41) MÉCANIQUE 1982

S O M M A I R E

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX-ÉLÉMENTS DE MACHINES MÉCANISMES

Cornut Al.,Florea D.: Sur les relations de calcul des dimensions d'un capteur élastique 1

Safta V.,Schulz T.,Arghiriade I.: On the conditions of fatigue crack propagation under programmed loading 5

THERMOTECHNIQUE ET MACHINES THERMIQUES

Raica T.,Cornut Al.,Cădariu M.:Contribution à l'étude de l'influence de la manière d'application des forces sur la répartition des contraintes d'une bielle dans le cas de l'utilisation de la méthode de l'élément fini 11

Ungureanu C.,Nagi M.,Dimeca R.,Goleşteanu I.:Considérations sur le rôle de la paroi-diaphragme pour la separation des courrants de gaz qui entrant dans la chéminée 17

Theil H.: Vergleichende Betrachtungen über die wärmetechnischen Berechnungsmethoden von Wärmeaustauschern 23

Jădăneanţ M.: Considérations sur des méthodes de calcul des tours de refroidissement en contre - courant 31

LA MÉCANIQUE DES FLUIDES ET MACHINES HYDRAULIQUES

Bărglăzan M.:The influence of an upstream step on the characteristics of the turbopump 35

Sisak E.: Das aerodynamische Universalschaubild einer Familie von Einzelprofilen 41

Gheorghiu M.: The study of the flow pattern trough double annular cascades 45

Gheorghiu M.:The study of annular cascades of convex and conwave profiles

TECHNOLOGIE MÉCANIQUE

Ilca I.,Prejban I.,Mânea L.: Installation et technologie de laminage des billes à chaud 59

Sporea L.,Mărcuşanu A.: Necotorie voprosî prevrascenia v porşniah dvigatelei vnutrennego zgorenia 67

Mânea L.,Maksay St.: Sur les possibilités de typification du profil des briques à cannelures,qui forment les écrans perméables des fours métallurgiques 71

LA TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DE MACHINES

Pop I.,Molnar I.: Experimental study of turning process by autovibration (Part I) 75

Pop I.,Molnar I.: Experimental study of turning process by autovibration (Part II) 79

MATÉRIEL ROULANT DE CHEMIN DE FER

Muntean Gl.: Magnibus-o2 -Freinage mécanique 85

Turoş Gh.,Zăgănescu I.:Der einfluss des Betriebsregimes der Lokomotive auf die Stabilität der Dieselmotor-Generatorgruppe 89

MACHINES AGRICOLES

Dănilă I.,Iancului D.,Boguleanu M.: Recherches concernant le régime de travail de la machine de fenaison à transporteur. 97

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

CONTRIBUTIE LA STABILIREA RELATIILOR DE DIMENSIONARE ALE UNUI CAPTOR ELASTIC

Cornut Al., Florea D.

1. Introducere

In practica măsurătorilor tensometrice este binecunoscut captorul de tip jug solicitat la încovoiere (1) - fig.1. Pe lîngă utilizarea ca element elastic în dinamometre acest tip de captor poate fi utilizat cu bune rezultate în cazul în care este necesară măsurarea deformaţiilor unor materiale cu modul de elasticitate mic.

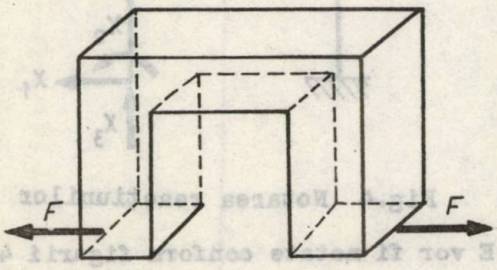


Fig.1. Captor tip jug

In acest caz aplicarea traductorilor rezistivi direct pe piesa de studiat nu poate duce la bune rezultate, traductorii neputînd acoperi plaja de deformaţie ce ar urma să fie măsurată.

Astfel captorul studiat poate fi deosebit de util asigurînd măsurarea indirectă a deformaţiilor piesei din material cu modul de elasticitate redus.

Scopul lucrării constă în stabilirea unor relaţii de dimensionare a unui asemenea tip de captor.

2. Dimensionarea captorului

Dimensiunile principale ale captorului sînt date în fig.2.

Tinînd cont de faptul că porţiunile AB şi EF ale captorului vor fi rigidizate de piesa ce se studiază, se va putea considera că partea activă BCDE este dublu încastrată la nivelele B, respectiv E, după cum se prezintă schema din fig.3.

Solicitarea în captor apare datorită impunerii deplasării în

urma deformării piesei de care captorul este ataşat.

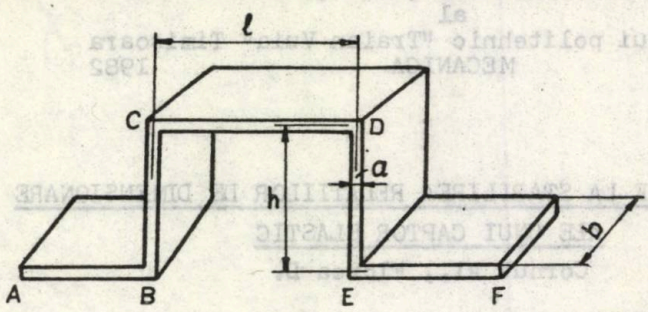


Fig.2 Dimensiunile principale ale captorului

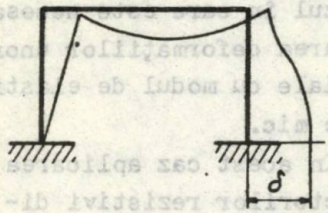


Fig.3 Model de prindere

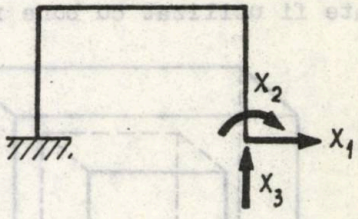


Fig.4 Notarea reacţiunilor

Reacţiunile în încastrarea E vor fi notate conform figurii 4.

Rezolvînd sistemul static nedeterminat se obţin următoarele rezultate

$$X_1 = \frac{3(2k+1)EI}{k^3(k+2)\ell^3}\delta\,; \qquad X_2 = \frac{3(k+1)EI}{k^2(k+2)\ell^2}\delta\,; \quad X_3 = 0, \qquad (1)$$

unde $k = \frac{h}{\ell}$, iar $I = \frac{bd^3}{12}$, iar E - modulul de elasticitate al materialului captorului.

In calculul reacţiunilor X_1, X_2, X_3 s-a ţinut cont doar de efectul momentului încovoietor în producerea deplasării.

Dacă se neglijează în continuare deplasarea produsă de efectul de întindere în porţiunea CD respectiv cea produsă de forţa tăietoare în zonele BC şi DE se poate scrie expresia alungirii pe porţiunea explorată de captor a piesei, aceasta fiind $\varepsilon = \frac{\delta}{\ell}$, iar expresia alungirii maxime în zona CD fiind

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} = \frac{1}{E}\left(\frac{X_1}{A} + \frac{X_1 h - X_2}{W}\right) \qquad (2)$$

unde $A = bd$, iar $W = \frac{bd^2}{6}$.

Inlocuind pe X_1, X_2, A şi W în relaţia lui ε_1 şi făcînd raportul $\varepsilon_1/\varepsilon$ se obţine:

$$\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} = \frac{(2k+1)d^2 + 6k^2 \cdot d\ell}{4k^3(k+2)\ell^2} \qquad (3)$$

notînd $\frac{d}{\ell} = \alpha$ se obţine

$$\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} = \frac{(2k+1)\alpha^2 + 6k^2\alpha}{4k^3(k+2)} \qquad (4)$$

Tinînd cont de materialul captorului, cît şi de cel al piesei studiate se poate impune valoarea raportului $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$ în funcţie de sensibilitatea dorită.

După cum se vede însă în expresia lui $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$ există două necunoscute adimensionale şi anume α şi k.

Pentru determinarea acestor valori mai este necesară o a doua condiţie.

Această a doua condiţie este impusă de necesitatea ca rigiditatea captorului să fie neglijabilă în raport cu rigiditatea piesei studiate. Se va examina această condiţie considerînd că piesa studiată e solicitată la tracţiune. In acest caz problema rigidităţilor se reduce la a impune ca forţa X_1 să fie neglijabilă în raport cu forţa F care acţionează asupra piesei sau cu alte cuvinte raportul $\frac{X_1}{F}$ să fie mai mic decît limita dată. Cu alte cuvinte ataşarea captorului să nu producă o modificare sensibilă a rigidităţii piesei. Stiind că cele două forţe produc aceeaşi deformare δ a piesei respectiv a traductorului, se obţine în cazul piesei $\delta = \frac{F\ell}{E_1 A_1}$ unde E_1 - modulul de elasticitate al piesei, iar A_1 aria secţiunii transversale a acesteia. De unde

$$F = \frac{\delta E_1 A_1}{\ell}$$

Utilizînd expresia (1) se obţine

$$\frac{X_1}{F} = \frac{EI}{E_1 A_1} \frac{3(2k+1)}{k^3(k+2)\ell^2} \qquad (5)$$

şi în urma simplificărilor ce se impun

$$\frac{X_1}{F} = \frac{EA}{4E_1 A_1} \frac{(2k+1)\alpha^2}{k^3(k+2)} = \frac{Eb\ell(2k+1)\alpha^3}{4E_1 A_1 (k+2)k^3} \qquad (6)$$

Raportul $\frac{X_1}{F}$ se alege în funcţie de precizia dorită.

In cazul în care piesa studiată este solicitată la încovoiere, este necesară deducerea relaţiilor corespunzătoare acestei solicitări. Se va impune deci ca momentul încovoietor produs de forţa X_1 în raport cu axa piesei de studiat să fie neglijabil în raport cu momentul încovoietor ce solicită piesa.

3. Concluzii

Pentru cazul practic al proiectării unui captor de genul celui studiat se vor parcurge în general următoarele etape:

In funcţie de dimensiunile traductorilor rezistivi utilizaţi se stabilesc în mod constructiv dimensiunile b şi ℓ ale captorului. Aceste dimensiuni trebuiesc corelate şi cu dimensiunile piesei studiate.

Dimensiunile h şi d ale captorului vor fi stabilite prin rezolvarea ecuaţiilor (4) şi (6) ţinînd cont pe de o parte de raportul $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$, iar pe de altă parte de raportul $\frac{X_1}{F}$.

Pentru rezolvarea propriu zisă a ecuaţiilor este necesară elaborarea unui program de calculator adecvat.

BIBLIOGRAFIE

1. Mocanu D.R., Analiza experimentală a tensiunilor, vol.I, Editura Tehnică, Bucureşti

Primită la redacţie la 26 aprilie 1982

SUR LES RELATIONS DE CALCUL DES DIMENSIONS D'UN CAPTEUR ÉLASTIQUE

Résumé

On présente une méthode de calcul d'un capteur élastique déstiné aux mesurements des grandes déformations.

Les conditions imposées pour le calcul partent de l'acceptation d'un facteur de la reduction de la déformation et de la condition que la rigidité du capteur soit negligeable par rapport a celle de la piece étudiée.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27 (41) MECANICA 1982

ON THE CONDITIONS OF FATIGUE CRACK PROPAGATION UNDER PROGRAMMED LOADING

Safta V. , Schulz T.* and Arghiriade I.*

1. Introduction

The phenomena of fatigue crack initiation and propagation under constant-amplitude and spectrum load in view of predicting the minimum structural life has been the subject of several experimental and theoretical studies over recent years. Though the effect of single, intermittent and cyclic overload on fatigue crack retardation has been investigated (Morman and Dubensky, 1975), few data were reported regarding the effect of cyclic overload applied before crack initiation in notched structural elements. This effect appears to be important, since a large percent of the useful structural life can actually be spent during the initiation and early-stage propagation of crack and cyclic overload may affect both of them. As theoretical K_I analyses in the near vicinity of notches are available (Tada, Paris and Irwin, 1973; Novak and Barsom, 1975) providing an acurate evaluation of the interaction between the stress fields of crack starter (notch) and crack, in the present study the stress concentration due to preexisting notches has been assessed as a main parameter of real service-behaviour. The characterization of the influence of cyclic overload of different extent on the conditions of crack initiation and propagation rely on constant-amplitude propagation data, covering the range of

---

* Institutul de Sudură şi Incercări de Materiale
Bul. Mihai Viteazul nr. 30,
1900 Timişoara - România

usual concentration factor values. In conjunction, stress-amplitude values were chosen so that initiation and subcritical crack propagation will occur below 2.10^6 cycles. Finally, by analytical fitting, data reffering to the conditions of crack initiation and propagation are correlated in terms of the considered parameters.

2. Experimental work

The material used throughout the study was ARMCO-steel normalized at 950 °C, 15 min., air cooling, for homogenity and isotropy of its microstructure and mechanical behaviour. Chemical composition and mechanical properties are given in Table 1.

Table 1

Composition %	Yield strength MPa	Tensile strength MPa		Elongation,%		Reduction of area,%
		conv.	real	unif.	fract.	
0,04 C, 0.07 Si, 0,11 Mn, 0,006 P, 0.015 S, 0.0004 N_2	240	320	512	16.6	38	65

Double-edge-notched tension specimens of 2,5 mm thickness were utilized, with notch-radius values varying from $r = \infty$ to $r = 0{,}2$ mm, providing stress concentration factors of $\alpha_k = 1 + 7{,}3$. Tests were conducted on a closed-loop servohydraulic testing machine. Constant amplitude tests were performed at stress levels of 2oo; 17o; 15o and 12o MPa (maximum stress values, i.e. 2 x amplitude for the stress ratio R = 0) and programmed overload tests at a nominal stress of 2oo MPa and 1o % overload according to the loading schedule shown in Fig. 1, where N_{fI} is the number of cycles to fracture under constant-amplitude conditions, at the same stress level.

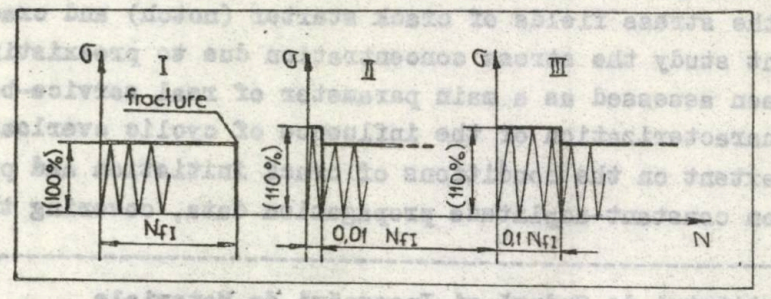


Fig. 1. Overload schedule

Crack length measurements were performed by meas of an optical device with an accuracy of $\pm 2.10^{-4}$ mm in the range up to 1 mm

and $\pm$ 2,10^{-3} mm in the range over 1 mm.

Primary experimental data were obtained as crack length (a) - number of cycles (N) relationships, in terms of the parameters; stress level σ, stress concentration factor α_k and extent of overload (no overload, o,ol N_{fI} respectively o,l N_{fI} extent). A computer program has been developed to evaluate crack initiation and propagation data.

3. Analysis and discussion

The influence of the investigated test parameters on the overall crack propagation behaviour under constant-amplitude load is shown in Fig. 2. For constant values of one of the parameters

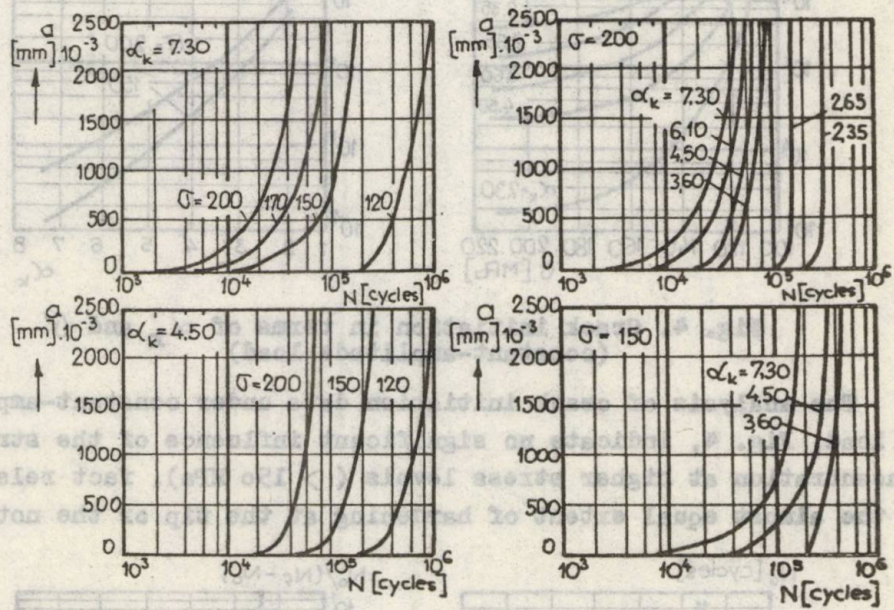


Fig. 2. a - N plots (constant-amplitude load)

(α_k and σ respectively), the curves are arranged to the varyng values of the other parameter (σ and α_k respectively), shifting

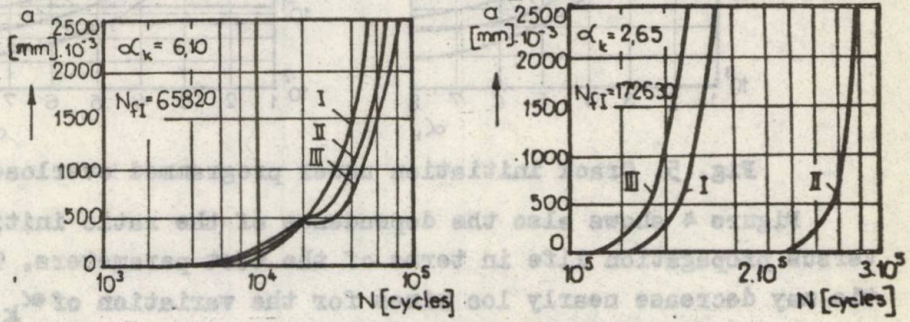


Fig. 3. a - N plots (programmed overload)

with decreasing stress levels as well as decreasing concentration factors toward higher numbers of cycles. The a-N relationships generated by programmed overload tests exhibit, as shown in Fig.3, phenomena of ratardation subsequent to combination of high stress concentrations; the effect on the initiation may be an acceleration or retardation of the occurance of the crack (expressed by the number of cycles N_0 when the macroscopic crack starts), depending on whether the extent of overload, in conjunction with the stress concentration, has produced only early stage cyclic hardening or has already started the nucleation of microcracks at the tip of the notch.

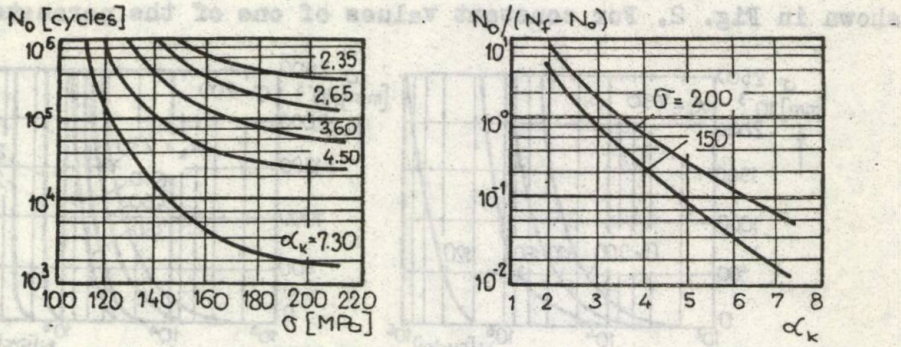


Fig. 4. Crack initiation in terms of α_k and σ (constant-amplitude load)

The analysis of crack initiation data under constant-amplitude load, Fig. 4, indicate no significant influence of the stress concentration at higher stress levels (> 15o MPa), fact related to the almost equal extent of hardening at the tip or the notch.

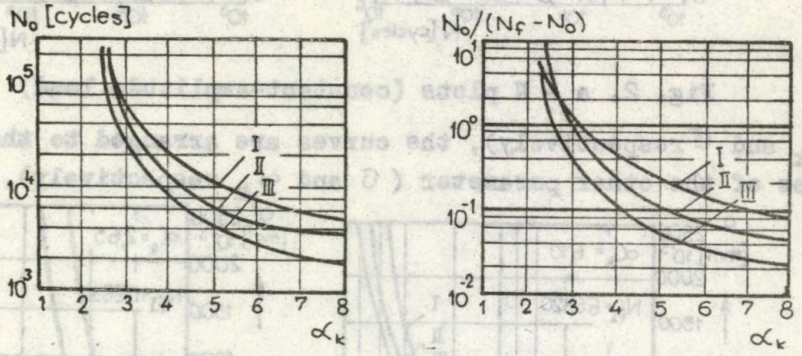


Fig. 5. Crack initiation under programmed overload

Figure 4 shows also the dependence of the ratio initiation versus propagation life in terms of the test parameters. This ratio may decrease nearly loo times for the variation of α_k from

3,60 to 7,30, since at lower hardening rate the decrease of propagation rate is more relevant than the decrease of the initiation life. Under overload conditions, initiation is generally, since for high stress concentration, regardless of the number of overload cycles, microcracks were observed very soon and the crack propagation starts at smaller number of cycles, Fig. 5. In contrast, for lower stress concentration ($\alpha_k \leq 3$), the effect of

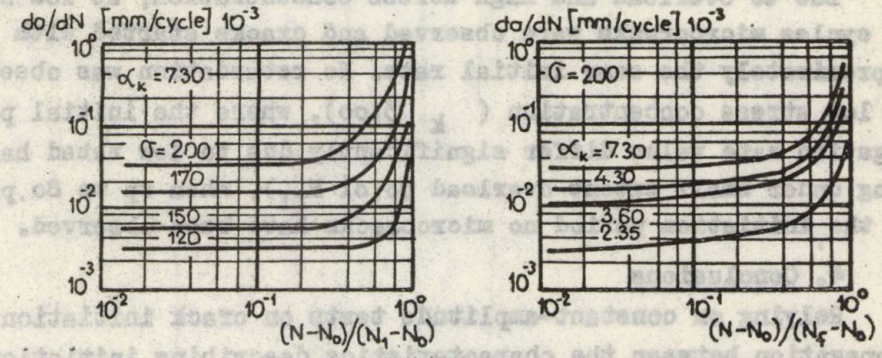


Fig. 6. Curves of propagation rate (constant-amplitude load)

overload differ essentially in terms of the extent (number of overload cycles): while the smaller extent produces hardening much below saturation and delays the initiation-period up to the double

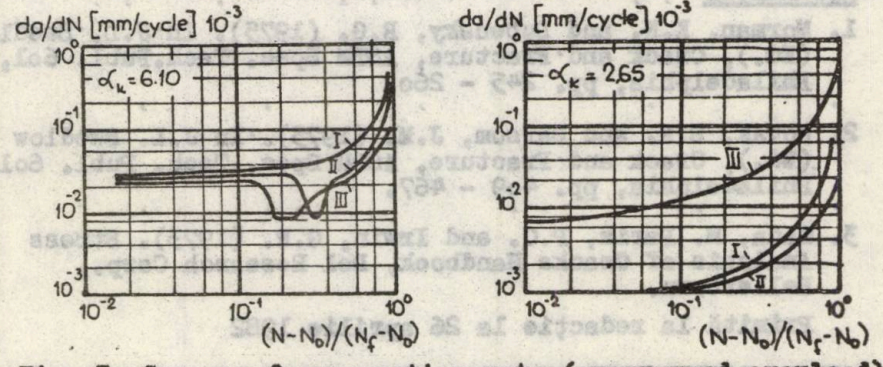


Fig. 7. Curves of propagation rate (programmed overload)

amount, the larger extent may already produce microcracks and thus shorten the initiation-period. Matters are essentially the same for the $N_0/N_f - N_0$) ratio plots, since effects of ratardation are relatively short-timed and do not affect too much the overall propagation-period. The correlation between propagation rate and the reported number of cycles, Fig. 6, for constant-amplitude load, indicate a consistent arrangement of the plots in terms of the parameters α_k and σ, being also in good agreement with propagation prediction models (e.g., for the Paris relation the constant

determined are: $C = 6,2 \cdot 10^{-11}$; $m = 1,97$).

Propagation rate analysis under programmed conditions indicates, according to the registred retardation phenomena, a decrease to a 10-th of the initial amount of the rate, Fig. 7.

Due to overload and high stress concentration, at low numbers of cycles microcracks were observed and cracks started with approximately the same initial rate. No retardation was observed at low stress concentration (k 3,00), where the initial propagation rate value differ significantly due to low rated hardening under small extent overload (0,01 N_{fI}), when up to 80 percent of the initiation period no microcracks have been observed.

4. Conclusions

Relying on constant-amplitude tests on crack initiation and propagation between the characteristics describing initiation and propagation of the crack were evaluated in terms of extent of overload, stress level and initial stress concentration due to notches in view of the predication of real service behaviour.

REFERENCES

1. Morman, K.N. and Dubensky, R.G. (1975). In J.L. Swedlow (Ed.), Crack and Fracture, ASTM Spec. Tech.Publ. 601, Philadelphia, pp. 245 - 260.

2. Novak, S.R. and Barsom, J.M. (1975). In J.L. Swedlow (Ed.), Crack and Fracture, ASTM Spec. Tech. Publ. 601, Philadelphia, pp. 409 - 467.

3. Tada, M. Paris, P.C. and Irwin, G.R. (1973). Stress Analysis of Cracks Handbook, Del Research Corp., Hellertown.

Primită la redacție la 26 aprilie 1982

ASUPRA CONDITIILOR DE PROPAGARE A FISURILOR DE OBOSEALA LA SOLICITARI PROGRAMATE

Rezumat

Se prezintă rezultatele experimentale asupra cineticii de propagare a fisurilor de oboseală în oțel cu un conținut de carbon sub 0,04 % de tip ARMCO, în condițiile stării plane de tensiune.

Se urmărește efectul de concentrare a tensiunii și a unor suprasarcini de extindere diferită asupra fazei de inițiere și propagare a fisurii.

Prin ajustarea analitică a curbelor experimentale se obține o descriere cantitativă a cineticii de propagare, corelată cu caracteristicile de mecanica ruperii.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

CONTRIBUTII LA STUDIUL INFLUENTEI MODULUI DE APLICARE A FORTELOR ASUPRA REPARTITIEI TENSIUNILOR DIN BIELĂ, IN CAZUL FOLOSIRII METODEI ELEMENTELOR FINITE

Raica T. , Cornut Al. , Cădariu M.

1. Introducere

In lucrare se prezintă rezultatele unui studiu comparativ, efectuat cu ajutorul metodei elementelor finite, urmărind influenţa modului de aplicare a forţelor asupra repartiţiei tensiunilor din biela unui motor Diesel supraalimentat, pentru o anumită discretizare [1].

Pentru biela solicitată la întindere s-au considerat trei ipoteze de încărcare, corespunzătoare jocului existent între bolţ şi bucşa din piciorul bielei, care depinde de gradul de uzură al celor două piese: a) forţa de întindere este uniform repartizată pe jumătatea superioară a piciorului bielei; b) forţa concentrată în două puncte; c) forţa concentrată într-un punct situat în lungul generatoarei comune. Repartiţia tensiunilor s-a obţinut cu ajutorul metodei elementelor finite, program de calcul SAP IV [2].

2. Metoda elementelor finite

Pentru calculul tensiunilor din bielă s-a utilizat programul SAP IV, care efectuează automat etapele de analiză a stării de tensiune, în afară de alegerea tipului de element finit şi discretizarea structurii în elemente finite. Numărul elementelor finite plan patrulater este de 192, iar al nodurilor 252.

Analiza stării de tensiune şi de deformaţii pentru bielă, prin metoda elementelor finite, s-a efectuat în şase etape: alegerea tipului de element finit (plan patrulater cu 12 grade

de libertate, care permite să se realizeze o bună precizie a rezultatelor cu ajutorul unui număr relativ redus de elemente), discretizarea structurii în elemente finite, alcătuirea matricei de rigiditate a elementului finit, asamblarea ecuaţiilor matriciale la nivelul întregii structuri, rezolvarea sistemului de ecuaţii pentru obţinerea valorilor deplasărilor nodurilor şi în final calculul deformaţiilor specifice şi a tensiunilor.

Pentru mărirea preciziei rezultatelor în zonele cu concentratori de tensiune (zonele de racordare a tijei cu piciorul respectiv cu capul bielei) s-a mărit local numărul elementelor.

In program s-au introdus date privind nodurile (coordonatele lor faţă de un sistem de referinţă ales arbitrar, codurile de blocaj ale deplasărilor şi rotirilor), date privind elementul (nodurile care îl mărginesc parcurse în sens trigonometric, presiunea şi temperatura pe o latură şi grosimea elementului), date privind materialele folosite (modulul de elasticitate, coeficientul lui Poisson, coeficientul de dilatare liniară).

Cu ajutorul programului de calcul (SAP IV) se obţin următoarele rezultate: deplasările absolute ale nodurilor după două direcţii stabilite iniţial; tensiunile din centrul elementelor şi de la mijlocul fiecărei laturi şi unghiul de rotire al direcţiei tensiunii maxime faţă de un sistem de axe (pentru centrul elementului sistemul coincide cu sistemul de axe principal ales pentru determinarea coordonatelor nodurilor, iar pentru tensiunile din mijlocul laturii sistemul are una din axe paralelă cu latura respectivă şi cealaltă axă perpendiculară pe aceasta). Tensiunile maxime din centrul fiecărui element se notează cu (SMAX), iar tensiunile de la mijlocul laturilor cu S_{22} (S_{11}, S_{12} şi S_{33} au valori reduse din cauza direcţiei de aplicare a forţelor) şi se reprezintă perpendicular pe mijlocul laturii şi sînt pozitive cînd sînt dirijate spre exterior, atît pentru fibrele exterioare cît şi pentru cele interioare.

Pentru cele trei ipoteze de încărcare s-a considerat:

a) Forţa de întindere (F_t = 1307 daN) este uniform repartizată în nodurile (6...30), [1].

b) Cele două forţe de întindere ($\frac{F_t}{2}$) sînt concentrate în două puncte (14 şi 22) situate la un unghi de 60° faţă de orizontală.

c) Forţa de întindere (F_t) este concentrată în punctul (18) situat pe generatoarea piciorului bielei.

In toate cazurile s-a considerat biela încastrată în capul bielei şi s-au blocat deplasările nodurilor (226...242).

3. Interpretarea rezultatelor

Din rezultatele furnizate de programul SAP IV s-au extras valorile tensiunilor din centrul elementelor şi din mijlocul fiecărei laturi a elementelor pentru cele trei ipoteze de încărcare a bielei.

Urmărind variaţia tensiunilor din centrul tuturor elementelor bielei se constată că valorile tensiunilor sînt mai mari în cazul ipotezei forţei (F_t) aplicată într-un singur punct, în comparaţie cu celelalte ipoteze.

Deoarece tensiunile maxime se obţin în piciorul bielei, în continuare se prezintă rezultatele obţinute pentru piciorul bielei.

In fig.1 se prezintă variaţia tensiunilor din mijlocul laturilor elementelor finite pentru fibrale exterioare (σ_e^t), respectiv interioare (σ_i^t), pentru cazul forţei (F_t) uniform repartizată, în fig.2 pentru cazul a două forţe ($F_t/2$) concentrate în două noduri şi în fig.3 pentru cazul unei forţe (F_t) concentrată într-un singur nod.

In fig. 4, 5 şi 6 se prezintă deplasările absolute ale nodurilor pentru cele trei ipoteze de încărcare, pentru fibrele exterioare şi interioare ale piciorului bielei.

Se constată următoarele:

In cazul forţei (F_t) concentrată într-un singur nod se obţin deplasările maxime ale nodurilor, iar pentru forţa (F_t) uniform repartizată deplasările minime.

Repartiţia tensiunilor din bielă pentru toate ipotezele studiate corespunde cu cea obţinută experimental prin electrotensometrie [3] şi prin metoda fotoelastică [3],[4], însă valorile tensiunilor diferă pentru cele trei ipoteze de încărcare.

Tensiunile din fibrele exterioare (σ_e^t) au valori mai mari în toate punctele în cazul forţei (F_t) aplicate într-un singur nod, iar în cazul forţei (F_t) uniform repartizată se obţin valorile cele mai mici. Tensiunile maxime (σ_e^t) se obţin pentru zona de racordare a piciorului cu tija bielei. In cazul forţei (F_t) aplicată într-un singur nod tensiunile (σ_e^t) cresc mult pentru secţiuni-

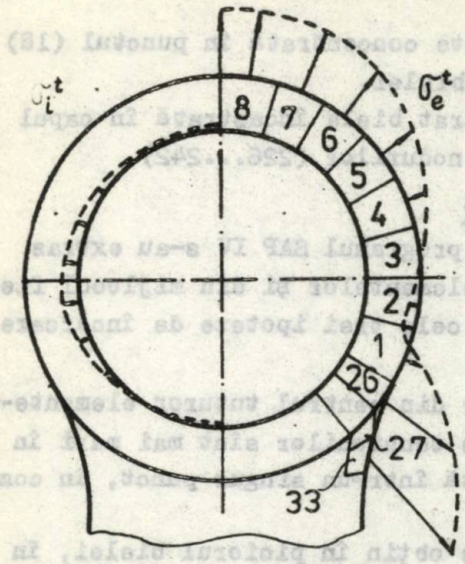


Fig.1 Tensiunile pentru F_t uniform repartizat

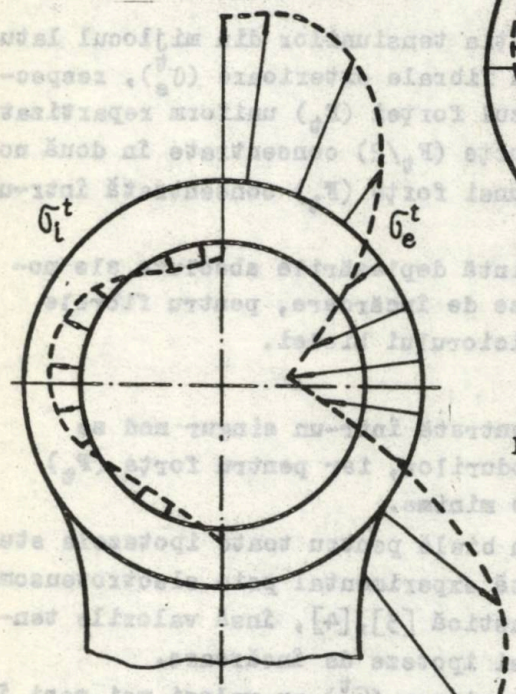


Fig.2 Tensiunile pentru F_t aplicat în două noduri.

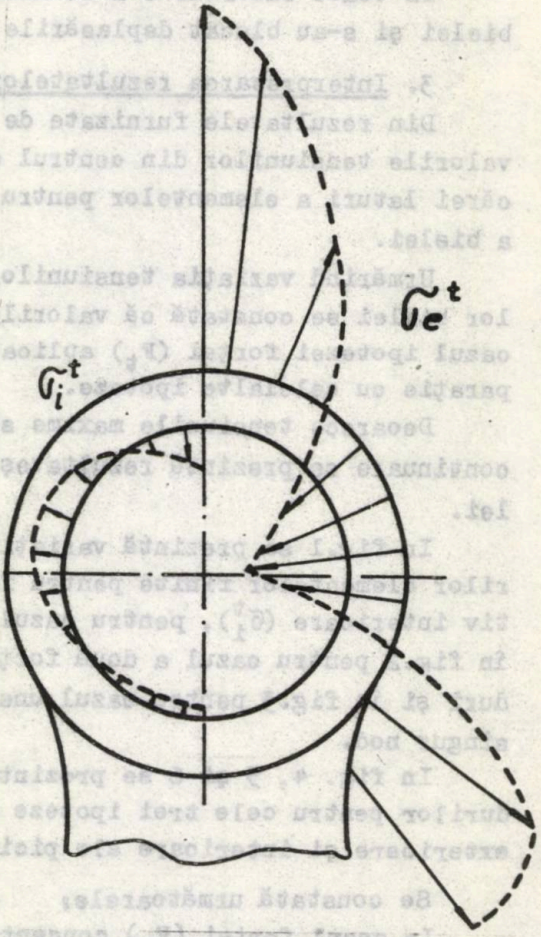


Fig.3 Tensiunile pentru F_t aplicat într-un nod.

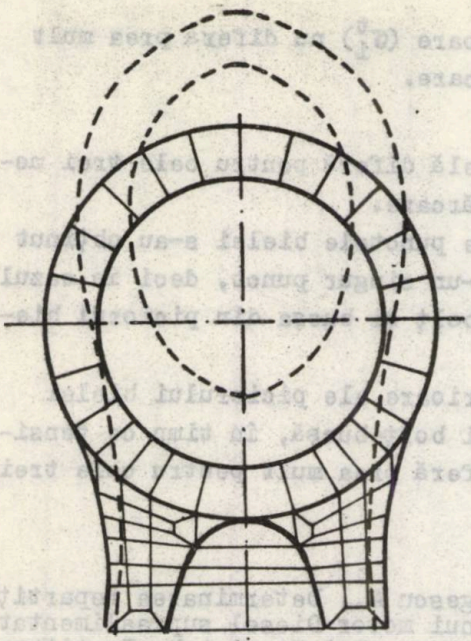


Fig.4 Deplasările nodurilor pentru F_t uniform repartizat.

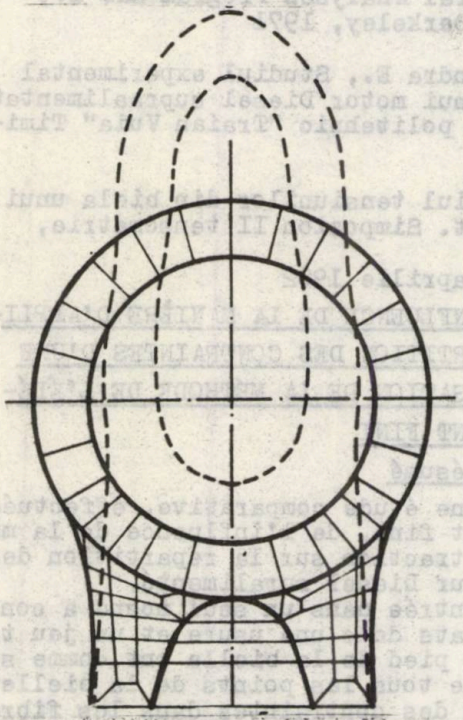


Fig.5 Deplasările nodurilor pentru F_t în două noduri.

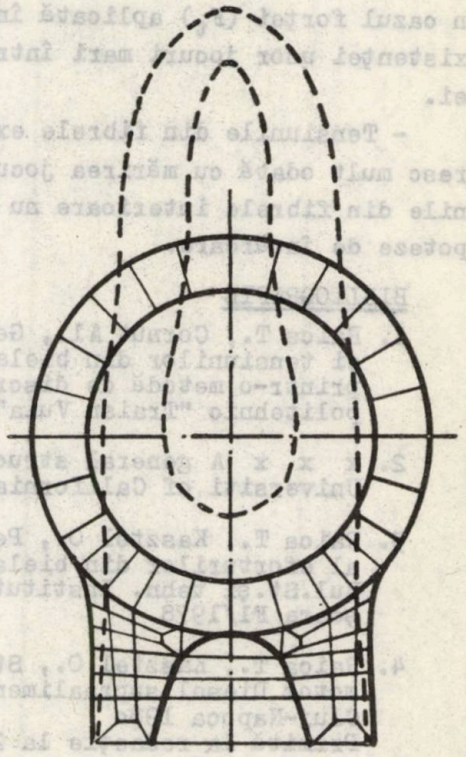


Fig.6 Deplasările nodurilor pentru F_t aplicat într-un nod.

le superioare ale piciorului.

Tensiunile din fibrele interioare (σ_i^t) nu diferă prea mult pentru o ele trei ipoteze de încărcare.

4. Concluzii

- Valorile tensiunilor din bielă diferă pentru cele trei moduri de aplicare a forţelor de încărcare.

- Tensiunile mai mari în toate punctele bielei s-au obţinut în cazul forţei (F_t) aplicată într-un singur punct, deci în cazul existenţei unor jocuri mari între bolţ şi bucşa din piciorul bielei.

- Tensiunile din fibrele exterioare ale piciorului bielei cresc mult odată cu mărirea jocului bolţ-bucşă, în timp ce tensiunile din fibrele interioare nu diferă prea mult pentru cele trei ipoteze de încărcare.

BIBLIOGRAFIE

1. Raica T., Cornut Al., Georgescu A., Determinarea repartiţiei tensiunilor din biela unui motor Diesel supraalimentat printr-o metodă de discretizare, Bul.St.şi tehn.Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara F2/1981

2. x x x A general structural Analyses Program SAP IV, Universiti of California, Berkeley, 1971

3. Raica T., Kasztel O., Petendra E., Studiul experimental al eforturilor din biela unui motor Diesel supraalimentat, Bul.St.şi tehn. Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara F1/1978

4. Raica T., Kasztel O., Studiul tensiunilor din biela unui motor Diesel supraalimentat. Simpozion II tensometrie, Cluj-Napoca 198o
Primită la redacţie la 24 aprilie 1982

CONTRIBUTION À L'ÉTUDE DE L'INFLUENCE DE LA MANIÈRE D'APPLICATION DES FORCES SUR LA RÉPARTITION DES CONTRAINTES D'UNE BIELLE DANS LE CAS DE L'UTILISATION DE LA MÉTHODE DE L'ÉLÉMENT FINI

Résumé

On présente les résultats d'une étude comparative, effectuée à l'aide de la méthode de l'élément fini, de l'influence de la manière d'application des forces de traction sur la répartition des contraintes d'une bielle d'un moteur Diesel suralimenté.

L'hypothèse d'une force concentrée dans un seul noend a conduit aux plus désavantageux résultats donc une usure et un jeu tro grands entre l'axe du piston et le pied de la bielle ont comme sui une augmentation des contraintes de tous les points de la bielle e une modification de la répartition des contraintes dans les fibres extérieures du pied de la bielle.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

UNELE ASPECTE PRIVIND ROLUL PERETELUI DIAFRAGMA PENTRU SEPARAREA CURENTILOR DE GAZE CARE INTRA IN COSUL DE FUM.

Ungureanu C. , Nagi M. , Dimeca R. , Goleşteanu I.[x]

1. Generalităţi

Legarea mai multor cazane de abur la acelaşi coş de fum reprezintă una din măsurile de prevenire şi reducere a gradului de poluare a zonelor din jurul centralelor termice pe cărbune deoarece cu creşterea înălţimii coşului de fum raza de răspîndire a noxelor se măreşte în mod implicit.

Această soluţie conduce simultan şi la micşorarea costului specific al instalaţiei de tiraj raportat la unitatea de putere instalată, dar ridică o serie de probleme cărora trebuie să li se acorde atenţia cuvenită.

In primul rînd este vorba de alegerea numărului de cazane, care se pot racorda la acelaşi coş de fum, fără să apară complicaţii de ordin constructiv, legate mai ales de slăbirea secţiunii de rezistenţă a coşului. Din acest punct de vedere se pare că în practică s-a proliferat soluţia cu două canale de gaze legate faţă în faţă la acelaşi coş de fum.

In al doilea rînd se impune a fi elucidate o serie de aspecte şi anume: cît de mare să fie unghiul γ făcut de axa canalelor de gaze cu axa coşului de fum (fig. 1), dacă este necesar sau nu un perete diafragmă pentru separarea curenţilor de gaze, care este înălţimea şi poziţia optimă a acestuia, dacă sînt sau

x
Uzina „23 August"
B-dul Muncii 256
Sector 3
7ooo Bucureşti - România

nu necesare deflectoare în secţiunea de intrare în coş, care este structura curentului şi care sînt pierderile de presiune la intrarea gazelor de ardere în coşul de fum pentru fiecare caz în parte.

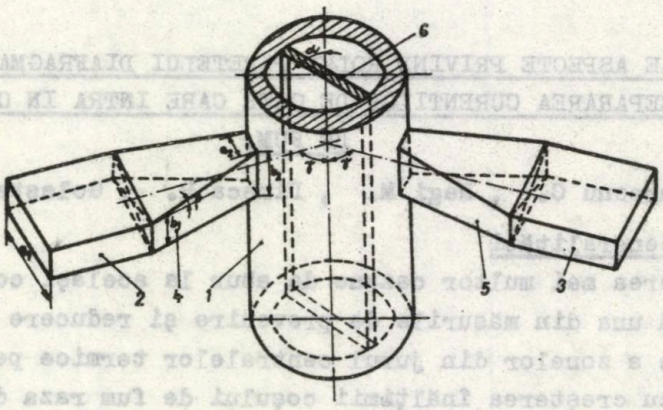


Fig. 1. Schema racordării canalelor de gaze la coşul de fum.
1- coşul de fum, 2 şi 3- canale de gaze, 4 şi 5- piese de trecere, 6- perete diafragmă

In prezentul articol se va încerca să se dea răspuns numai cu privire la oportunitatea existenţei şi poziţiei peretelui diafragmă apreciată prin prizma pierderii relative de presiune la intrarea gazelor de ardere în coşul de fum.

2. Descrierea standului experimental

Standul pentru studiul pierderilor de presiune la intrarea gazelor de ardere în coşul de fum (fig. 2) se compune dintr-un ventilator 5 cu debitul de 4ooo m^3/h, care aspiră aer printr-o conductă orizontală 7 cu diametrul D = 219 mm şi lungimea L = = 82oo mm, avînd rolul "coşului de fum". La această conductă s-au racordat simetric două braţe, dispuse în plan vertical, compuse fiecare dintr-un ajutaj lemniscată 1 şi tubulaturile 2, 3 de formă şi secţiune corespunzătoare, avînd rolul canalelor de aducţiune, care leagă cazanul de abur de coşul de fum.

Concepţia standului are în vedere creerea posibilităţii de

studiere a pierderilor de presiune în funcţie de mărimea unghiului de intrare γ al curentului de gaze, unghiului de divergenţă β al piesei de trecere 8 şi unghiul de rotire α al peretelui diafragmă 9. Standul mai oferă şi alte posibilităţi de investigare

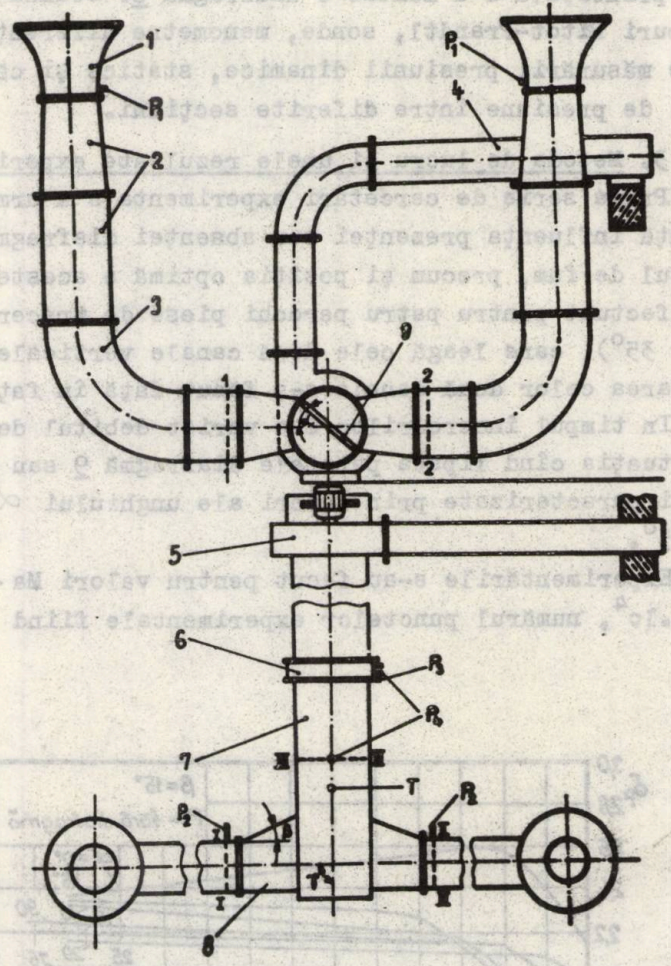


Fig. 2. Stand pentru determinarea pierderilor de presiune la intrarea gazelor de ardere în coşul de fum.
1- ajutaj lemniscată, 2 şi 3- tronsoane ale canalului de gaze, 4- conductă de refulare, 5- ventilatorul, 6- diafragma pentru măsurarea debitului, 7- coşul de fum, 8- piesă de trecere, 9- perete diafragmă P_1, P_2, P_3- prize pentru presiunea statică.

ca de exemplu opturarea totală sau parţială a aspiraţiei pe unul din canalele de aducţiune pentru a simula oprirea sau funcţionarea la sarcină diferită a unuia dintre cazanele de abur.

Pentru măsurarea debitului de aer aspirat tubulaturile de aducţiune sînt prevăzute cu ajutaje tip lemniscată, iar pe conducta principală s-a montat o diafragmă 6. Standul este înzestrat cu tuburi Pitot-Prandtl, sonde, manometre diferenţiale, etc., necesare măsurării presiunii dinamice, statice şi căderilor (pierderilor) de presiune între diferite secţiuni.

3. Metoda de lucru şi unele rezultate experimentale

Prima serie de cercetări experimentale a urmărit să pună în evidenţă influenţa prezenţei sau absenţei diafragmei la intrarea în coşul de fum, precum şi poziţia optimă a acesteia. Incercările s-au efectuat pentru patru perechi piese de trecere (β=15°, 25°, 3o° şi 35°), care leagă cele două canale verticale la coşul de fum. Racordarea celor două canale s-a făcut faţă în faţă pentru γ= 9o°.

In timpul încercărilor s-a variat debitul de aer aspirat pentru situaţia cînd lipsea peretele diafragmă 9 sau ocupa diferite poziţii caracterizate prin valori ale unghiului $\alpha \in$ (o°-9o°) din 5° în 5°.

Experimentările s-au făcut pentru valori Ma < o,2 şi Re = (8-34).10^4, numărul punctelor experimentale fiind aproape looo,

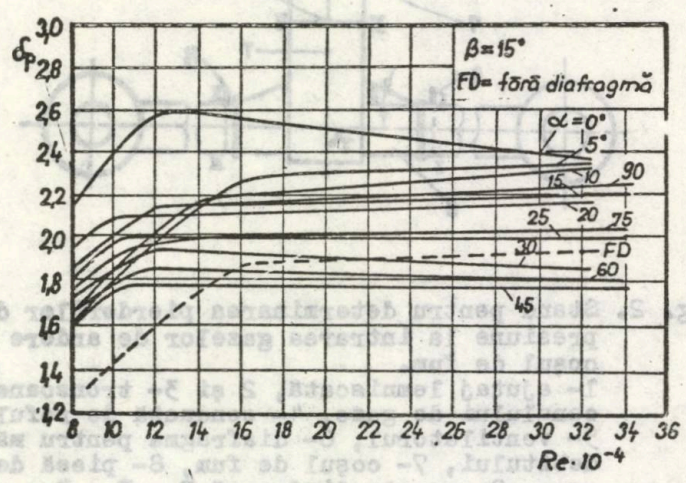


Fig. 3. Dependenţa $\delta_p = f(Re, \alpha)$

ceea ce a impus prelucrarea datelor cu ajutorul calculatorului electronic FELIX C-256.

Ca parametru de comparaţie a pierderilor de presiune s-a admis o mărime adimensională δ_p, care reprezintă raportul dintre pierderea de energie în conturul determinat de secţiunile I-II-III şi energia cinetică în secţiunea III:

$$\delta_p = \frac{\dot{m}_1 E_I + \dot{m}_2 E_{II} - (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) E_{III}}{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) E_{cIII}} \qquad (1)$$

în care:

$\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$ - debitul masic în kg/s;

E_I, E_{II}, E_{III} - energia specifică totală a curentului, în Nm/kg;

$E_{c_{III}}$ - energia cinetică a fluxului în secţiunea III, în Nm/kg.

In fig. 3 s-a reprezentat dependenţa $\delta_p = f(Re \text{ şi } \alpha)$ pentru perechea pieselor de trecere cu unghiul de divergenţă $\beta = 15^o$. Cu linie întreruptă s-a trasat curba corespunzătoare situaţiei cînd nu există diafragmă în coşul de fum. Se constată că pentru α = ct şi viteze de curgere mici panta curbelor parametrice este destul de abruptă, dar apoi devine nesemnificativă. Rezultatele similare au fost obţinute şi pentru piese de trecere cu unghiul de divergenţă $\beta = 25^o$, 30° şi 35°.

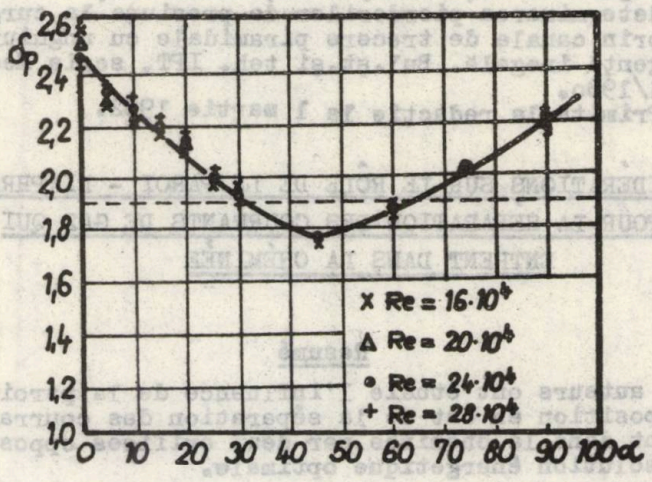


Fig. 4. Dependenţa $\delta_p = f(\alpha, Re)$ pentru diferite valori Re-ct.

Din fig. 4, în care s-a reprezentat dependenţa $\delta_p = f(\alpha, Re)$ se observă că pentru Re = ct există anumite poziţii ale diafragmei pentru care pierderile de presiune sînt mai mici decît în lipsa acesteia. Pentru cazul pieselor de trecere cu $\beta = 15^o$ rezultă că poziţia favorabilă de aşezare a peretelui diafragmă este determinată de valori ale unghiului $\alpha = 30\text{-}60^o$.

Pentru aceleaşi condiţii creşterea unghiului de divergenţă al piesei de trecere conduce la mărimea valorii δ_p, deci a pierderilor de presiune [1] , [2] .

4. Concluzii

Cercetările efectuate permit să se afirme că prezenţa unui perete diafragmă, dispus înclinat cu un anumit unghi α faţă de direcţia de intrare a curentului de aer, este oportună din punct de vedere al pierderilor de presiune.

Aplicarea rezultatelor cercetărilor făcute pe acest stand pentru instalaţiile realizate la scară naturală este posibilă dacă se respectă legile similitudinii mecanice, care formulează condiţiile în care se realizează mişcări asemenea în sisteme geometrice asemenea.

BIBLIOGRAFIE

1. Ungureanu C., Gutmayer H., Experimentelle Bestimmung der Strömumgsverlustbeiwerte bei asymetrichen pyramidenförmingen Diffusorren Bul.şt. şi tehnic IPT, seria Mecanică, fasc.2/1979.

2. Ungureanu C., Gutmayer H., Neiss Fr., Contribuţii la determinarea pierderilor de presiune la curgerea gazelor prin canale de trecere piramidale cu unghiuri de divergenţă inegală. Bul.şt.şi teh. IPT, seria Mecanică, fasc. 1/1980.
Primită la redacţie la 1 martie 1982.

CONSIDERATIONS SUR LE ROLE DE LA PAROI - DIAPHRAGME POUR LA SEPARATION DES COURRANTS DE GAZ QUI ENTRENT DANS LA CHÉMINÉE

Resumé

Les auteurs ont étudie l'influence de la paroi - diaphragme et de sa position en but de la séparation des courrants de gaz qui entrent dans la chéminée par deux orifices opposés pour determiner la solution énergetique optimale.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

VERGLEICHENDE BETRACHTUNGEN ÜBER DIE WÄRMETECHNISCHEN BERECHNUNGSMETHODEN VON WÄRMEAUSTAUSCHERN

Theil H.

1. Einleitung

Bei der wärmetechnischen Berechnung eines Wärmeaustauschers treten zwei Probleme auf:

- beim Entwurf wird die Grösse der Wärmeaustauschfläche gesucht, wobei der Wärmetrom, sowie die Durchflussmengen und die Temperaturen der beiden Strömungsmittel bekannt sind;
- im Betrieb sind der Wärmestrom und die Austrittstemperaturen der beiden Strömungsmittel, bei gewissen Betriebsbedingungen, für einen gegenbenen Wärmeaustauscher, zu berechnen.

Zur Berechnung stehen die folgenden Gleichungen zur Verfügung:

- der abgegebene Wärmestrom:

$$\dot{Q} = \dot{C}_1(t_1' - t_1'') \tag{1}$$

- der aufgenommene Wärmestrom:

$$\dot{Q} = \dot{C}_2(t_2'' - t_2') \tag{2}$$

- der durch die Wärmeübertragungsfläche ausgetauschte Wärmestrom, in allgemeiner Schreibweise:

$$\dot{Q} = f(k, A, \dot{C}_1, \dot{C}_2, t_1', t_1'', t_2', t_2'') \tag{3}$$

Hier bedeuten:

$\dot{Q}$	[W]	- Wärmestrom
k	[W/m^{2}grd]	- Wärmedurchgangszahl
A	[m^2]	- Wärmeübertragungsfläche
$\dot{C}_1$, $\dot{C}_2$	[W/grd]	- Wärmekapazitätsstrom ($\dot{C}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1}$, $\dot{C}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2}$, mit $\dot{m}$ [kg/s] als Massetrom und c_p[J/kgK] spezifische Wärmekapazität), mit der Bedingung $\dot{C}_1 < \dot{C}_2$.

t_1', t_1'', t_2', t_2'' [grd] - Eintritts und Austrittstemperaturen der beiden Strömungsmittel.

Bei der wärmetechnischen Berechnung eines Wärmeaustauschers treten also neun Grössen auf, die durch drei Beziehungen verbunden sind. Es müssen folglich sechs Grössen bekannt sein, um die restlichen drei berechnen zu können.

Gleichung (3) kann auf zwei Arten ausgedrükt werden:

- mit Hilfe der mittleren Temperaturdifferenz $\Delta t_m = \frac{1}{A}\int_0^A (t_1-t_2)dA$:

$$\dot{Q} = k.A.\ \Delta t_m \qquad (4)$$

- mit Hilfe der ϕ Funktion $\phi = (t_1'-t_1'')/(t_1'-t_2')$ [1]:

$$\dot{Q} = \dot{C}_1\, \phi\, (t_1'-t_2') \qquad (5)$$

Sowohl Δt_m als auch ϕ hängen von der Strömungsrichtung der beiden Medien durch den Wärmeaustauscher ab.

Im folgenden werden die Berechnungsmethoden die auf den Gleichungen (4) und (5) fussen, untersucht und vergleichende Betrachtungen angestellt.

2. Die kriterielle Gleichung des Wärmeüberganges in Wärmeaustauschern

Der Wärmeübergang in einem Wärmeaustauscher kann wie jeder physikalische Vorgang durch eine kriterielle Gleichung ausgedrückt werden. Der Wärmeübergang (3) lässt sich durch 8 Grössen ausdrücken, da wir an Stelle der vier Temperaturen t_1', t_1'', t_2', t_2'' drei Temperaturdifferenzen in Bezug auf t_2' setzen können.

Ziehen wir auch die Gleichungen (1) und (2) in Betracht, so bleiben 6 unabhängige Grössen, die mit Hilfe von drei Masseinheiten ausgedrückt werden. Die Anzahl der dimensionslosen Kennzahlen ist folglich: 6-3=3. Ihr Ausdruck kann auf Grund einer Dimensionsanalyse gefunden werden [2] . Wir werden folgende Ausdrücke als Grundformen der gesuchten Kennzahlen annehmen:

$$\phi = \frac{t_1'-t_1''}{t_1'-t_2'} \qquad (6) \qquad \mu = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{t_2''-t_2'}{t_1'-t_1''} \qquad (7)$$

$$\varkappa = \frac{kA}{\dot{C}_1} = \frac{t_1' - t_1''}{\Delta t_m} \qquad (8)$$

Naturlich können auch Kombinationen dieser Kennzahlen benützt werden.

Die Form der kriteriellen Gleichung die diese drei Kennzahlen verbindet.

$$\phi = \phi(\mu, \varkappa) \qquad (9)$$

hängt von der Strömungsform der beiden Stromungsmittel ab und wird durch Integrieren des Gleichungssystems des Wärmeübergangs gefunden. Tafel 1 enthält die kriterielle Gleichung für wichtigere Fälle.

3. Wärmetechnische Berechnung mit Hilfe der ϕ Funktion

Die Methode wird sowohl für Entwurfsberechnungen, aber hauptsächlich für Betriebsberechnungen verwendet. Beim Entwurf wird ϕ und μ ermittelt und sodann aus der kriteriellen Gleichung $\varkappa$ berechnet. Es folgt

$$A = \frac{\varkappa \dot{C}_1}{k} \qquad (10)$$

Bei Betribsberechnungen kann $\varkappa$, μ und sodann, mit Hilfe von (9), ϕ bestimmt werden. Hieraus folgt mit (5), (6) und (7): Q, t_1'' und t_2''. Um die Berechnungen zu vereinfachen werden bei nicht allzugrossen Genauigkeitsansprüchen grafische Darstellungen der kriteriellen Gleichung verwendet, wie z.B. Abb. 1 in welcher die ϕ Funktion in Abhängigkeit von $\varkappa$ und μ dargestellt ist.

4. Wärmetechnische Berechnung mit Hilfe der mittleren Temperaturdifferenz für Gegenstrom Δtm_G.

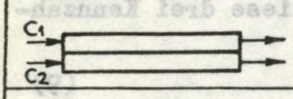
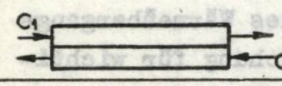
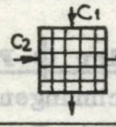
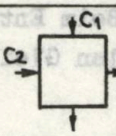
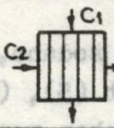
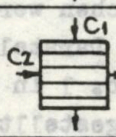
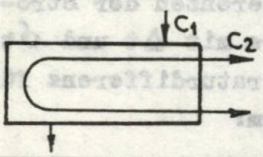
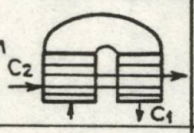
Bezeichnet man die beiden Temperaturdifferenzen der Strömungsmittel an den Enden des Wärmeaustauschers mit Δt und δt, wobei $\Delta t > \delta t$ ist, so hat die mittlere Temperaturdifferenz für Gegenstrom, oder Gleichstrom die Ausdrucksform:

$$\Delta tm_G = \frac{\Delta t - \delta t}{\ln \frac{\Delta t}{\delta t}} \qquad (11)$$

Für andere Stromungsarten gilt:

$$\Delta tm = \varepsilon \cdot \Delta tm_G \qquad (12)$$

Tafel 1.

STRÖMUNGSFORM	KRITERIELLE GLEICHUNG
GLEICHSTROM 	$\phi = \frac{1-e^{-x(1+\mu)}}{1+\mu}$; $x = \frac{1}{1+\mu} \ln \frac{1}{1-\phi(1+\mu)}$
GEGENSTROM 	$\phi = \frac{1-e^{x(\mu-1)}}{1-\mu e^{x(\mu-1)}}$; $x = \frac{1}{1-\mu} \ln \frac{1-\mu\phi}{1-\phi}$
KREUZSTROM UNGERÜHRT 	$\phi = \frac{1}{x\mu} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \left[1-e^{-x} \sum_{m=0}^{n} \frac{x^m}{m!} \right] \left[1-e^{-x\mu} \sum_{m=0}^{n} \frac{(x\mu)^m}{m!} \right] \right\}$
KREUZSTROM BEIDSEITIG GERÜHRT 	$\phi = \frac{x}{\frac{x}{1-e^{-x}} + \frac{x\mu}{1-e^{-x\mu}} - 1}$
KREUZSTROM EINSEITIG GERÜHRT 	$\phi = \frac{1-e^{-\mu(1-e^{-x})}}{\mu}$; $x = \ln \frac{1}{1+\frac{1}{\mu}\ln(1-\mu\phi)}$
KREUZSTROM EINSEITIG GERÜHRT 	$\phi = 1-e^{-\frac{1}{\mu}(1-e^{-\mu x})}$; $x = \frac{1}{\mu} \ln \frac{1}{1+\mu \ln(1-\phi)}$
ZWEIGANGEINSATZ 	$\phi = \frac{}{1+\mu+\frac{1+e^{-x\sqrt{1+\mu^2}}}{1-e^{-x\sqrt{1+\mu^2}}}\sqrt{1+\mu^2}}$ $x = \frac{1}{\sqrt{1+\mu^2}} \ln \frac{2-(1+\mu-\sqrt{1+\mu^2})\phi}{2-(1+\mu+\sqrt{1+\mu^2})\phi}$
ZWEIGANG KREUZSTROM EINSEITIG GERÜHRT 	$\phi = 1 - \frac{1}{\frac{1-e^{-x\mu}}{2} + (1-\frac{1-e^{-x\mu}}{2}) e^{2(1-e^{-x\mu})\frac{1}{\mu}}}$
BELIEBIGE STRÖMUNGSFORM $\mu=0$	$\phi = 1-e^{-x}$; $x = \ln \frac{1}{1-\phi}$

wobei der Korrekturfaktor ε durch den Ausdruck [3].

$$\varepsilon = \frac{\Delta tm}{\Delta tm_G} = \frac{\varkappa_G}{\varkappa} = f(\phi, \mu) \qquad (13)$$

bestimmt ist und folglich mit Hilfe der kriteriellen Gleichungen berechnet werden kann. Gleichung (13) wird üblicherweise für eine gewisse Strömungsform grafisch dargestellt wie z.B. in Abb. 2, die für beidseitig ungerührten Kreuzstrom gilt.

Die Methode kann nur dann angewendet werden, wenn die vier Temperaturen der beiden Strömungsmittel bekannt sind, hat aber den Vorteil, dass über ε die Abweichung von der optimalen Strömungs-

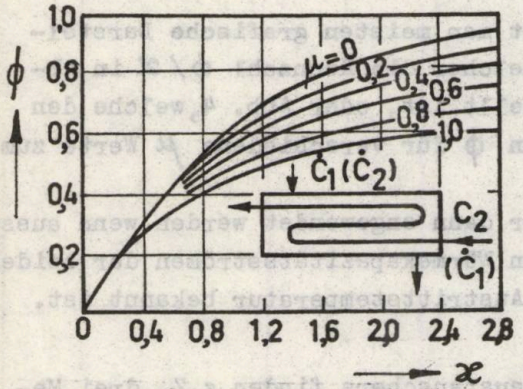


Abb.1 Verlauf der Funktion $\phi = \phi(x, \mu)$ für dreigängige Wärmeaustauscher.

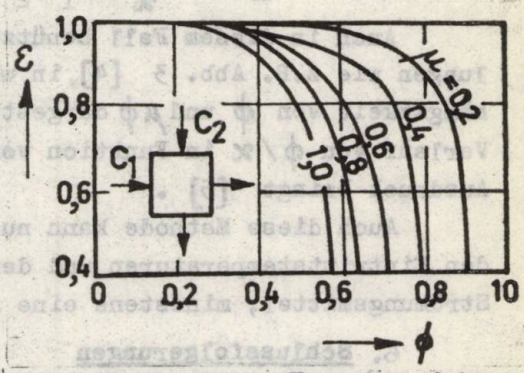


Abb.2 Verlauf des Korrekturfaktors $\varepsilon = \varepsilon(\phi, \mu)$ für gerührten Kreuzstrom.

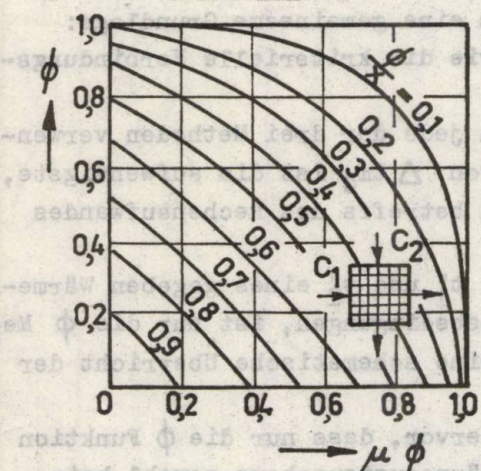


Abb.3 Verlauf der Funktion $\phi = \phi(\mu\phi, \phi/x)$ für ungerührten Kreuzstrom.

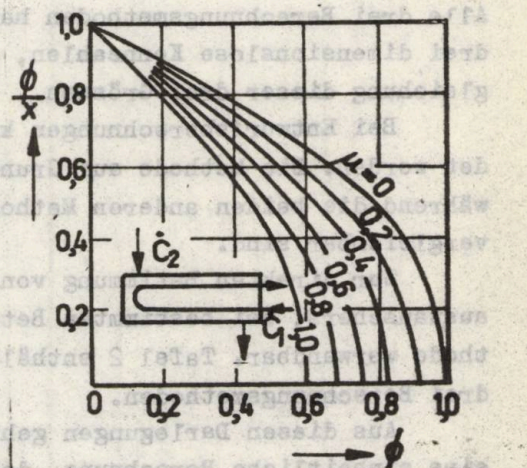


Abb.4 Verlauf der Funktion $\phi/x = \varphi(\phi, \mu)$ für zweigängige Wärmeaustauscher.

form des Gegenstroms bekannt ist.

5. Wärmetechnische Berechnung mit Hilfe der mittleren Temperaturdifferenz Δtm.

Der Vorteil dieser Methode gegenüber der vorherigen besteht darin, dass die mittlere Temperaturdifferenz direkt über ϕ und μ und nicht erst über Δtm_G gefunden wird. Auf Grund der bekannten oder berechneten Werte von ϕ und μ wird mit Hilfe der entsprechenden kriteriellen Gleichung der Wert von $\varkappa$ bestimmt und sodann die mittlere Temperaturdifferenz:

$$\Delta tm = \frac{\phi}{\varkappa} (t_1' - t_2') \qquad (14)$$

Auch in diesem Fall benützt man meisten grafische Darstellungen wie z.B. Abb. 3 [4], in welcher die Kennzahl $\phi / \varkappa$ in Abhängigkeit von ϕ und $\mu\phi$ dargestellt ist, oder Abb. 4, welche den Verlauf von $\phi / \varkappa$ in Funktion von ϕ für verschiedene μ Werte zum Ausdruck bringt [5].

Auch diese Methode kann nur dann angewendet werden wenn ausser den Eintrittstemperaturen und den Wärmekapazitätsströmen der beiden Strömungsmittel, minestens eine Austrittstemperatur bekannt ist.

6. Schlussfolgerungen

Zur Berechnung eines Wärmeaustauschers finden z.Z. drei Methoden Verwendung: eine unter zu Hilfenahme der ϕ Funktion, die anderen beiden auf Grund der mittleren Temperaturdifferenz Δtm. Alle drei Berechnungsmethoden haben eine gemeinsame Grundlage: drei dimensionslose Kennzahlen, sowie die kriterielle Verbindungagleichung dieser drei Grössen.

Bei Entwurfsberechnungen kann jede der drei Methoden verwendet werden. Die Methode auf Grund von Δtm_G ist die aufwendigste, während die beiden anderen Methoden betreffs des Rechenaufwandes vergleichbar sind.

Zur direkten Betimmung von $\dot{Q}$, t_1'' und t_2'' eines gegeben Wärmeaustauschers, bei bestimmten Betribsbedingungen, ist nur die ϕ Methode werwandbar. Tafel 2 enthält eine schematische Überricht der drei Berechnungsmethoden.

Aus diesen Darlegungen geht hervor, dass nur die ϕ Funktion eine einheitliche Berechnung, des Wärmeaustauschers sowohl beim Entwurf als auch im Betrieb ermöglicht und folglich den anderen beiden Methoden vorzuziehen ist. Die Methode hat aber den Nachteil

Tafel 2.

Berechnungsmethode	ϕ - Funktion	Mittlere Temperaturdifferenz Δtm	
		$\Delta tm = \frac{\phi}{\varkappa}(t_1'-t_2')$	$\Delta tm = \varepsilon \Delta tm_G$
Berechnung des Wärmestroms	$\dot{Q} = \dot{C}_1(t_1'-t_1'') = \dot{C}_2(t_2''-t_2')$ $\dot{Q} = \dot{C}_1 \phi (t_1'-t_2')$	$\dot{Q} = \dot{C}_1(t_1'-t_1'') = \dot{C}_2(t_2''-t_2')$ $\dot{Q} = k.A.\Delta tm$	
Rechengang	Berechnung von zwei der drei Kennzahlen $\phi = \frac{t_1'-t_1''}{t_1'-t_2'}$; $\mu = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}$; $\varkappa = \frac{kA}{\dot{C}_1}$ Berechnung der dritten Kennzahl aus $\phi = \phi\ (\varkappa, \mu)$ - ϕ bei Betriebsrechnungen - $\varkappa$ Beim Entwurf	Es wird ϕ und μ berechnet. Aus der kriteriellen Gleichung folgt $\varkappa$. Somit erhält man: $\Delta tm = \frac{\phi}{\varkappa}(t_1'-t_2')$	Man berechnet: - $\Delta tm_G = \frac{\Delta t - \delta t)}{\ln \frac{\Delta t}{\delta t}}$ - ϕ und μ. Man bestimmt: $\varepsilon = f(\phi, \mu)$ Hieraus folgt: $\Delta tm = \varepsilon . \Delta tm_G$
Nötige Grössen bei Rechenbeginn	6 beliebige Grössen, der **heum** Rechengrössen (t_1', t_1'', t_2', t_2'', $\dot{C}_1$, $\dot{C}_2$, k, A, $\dot{Q}$)	6 Grössen, welche die Berechnung von ϕ und μ ermöglichen	6 Grössen, welche die 4 Temperaturen t_1', t_1'', t_2' und t_2'' festlegen.
Anwendungsgebiet	Betrieb und Entwurf	Entwurf	Entwurf

mit abstrakten Grössen zu arbeiten, während die anderen beiden Methoden die anschauliche Grösse der Temperaturdifferenz zwischen den beiden Strömungsmitteln verwendet.

SCHRIFTTUM

1. Bosnjakovici F., Vilicic M., Slipcevic B.: Einheitliche Berechnung von Rekuperatoren. VDI Forschungsheft 432

2. Pană P., Theil H. : Die kriterielle Gleichung des Wärmeaustauschers in Rekuperatoren. Int. J. of Heat and Mass Transfer vol. 15 (1972) p. 1419/1422.

3. Theil H. : Calculul coeficientului de corecţie a diferenţei medii de temperatură pentru schimbătoare de căldură, Lucrări tehnico-ştiinţifice I.P. Timişoara 1977.

4. x x x - VDI Wärmeatlas 2. Auflage, VDI Verlag Düsseldorf, 1974.

5. Rohsenow W.M., Hartnett I.P.: Handbook of Heat Transfer, Mc. Grow-Hill, 1973.

Primită la redacţie la 6 martie 1982.

CONSIDERATII COMPARATIVE PRIVIND METODELE UTILIZATE IN CALCULUL TERMIC AL SCHIMBATOARELOR DE CALDURA

Rezumat

Se arată că cele trei metode utilizate la calculul termic al schimbătoarelor de căldură bazate pe funcţia Φ, pe diferenţa medie de temperatură pentru curgerea în contracurent şi pe diferenţa medie de temperatură, au aceeaşi bază comună şi anume ecuaţia criterială a schimbului de căldură în schimbătoare de căldură. In timp ce metoda cu funcţia Φ poate fi utilizată atît la proiectare cît şi pentru calcule de exploatare, celelalte două metode pot fi folosite numai la proiectare, au însă avantajul de a lucra cu mărimea intuitivă a diferenţei medii de temperatură.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

CONSIDÉRATIONS SUR DES MÉTHODES DE CALCUL DES TOURS DE REFROIDISSEMENT EN CONTRECOURANT.

Jădăneanţ M.

Concernant les tours de refroidissement en contrecourant il existent des travaux ainsi sur le calcul thermique, que sur les recherches experimentalles des disperseurs utilisés. Bien sur, les données des calculs thermiques sont les memes, seulement les chemins suivis par chaque chercheur different et par suite les rélations de calcul proposées.

Surtout pour les besoins de l´industrie, mais aussi par curiosité scientifique, ont été éffectuée des comparaisons entre trois méthodes de calcul des tours de refroidissement en contrecourant, nottement la méthode proposée par l´Institut de recherches énergétiques de Bucarest, la méthode proposée par le Département de Thermotechnique de l´École Polytechnique de Timişoara et la méthode de Spangemacher. La vérification des méthodes de calcul a eu comme données initialles les résultats expérimentaux obtenus par des chercheurs sovietiques.

C´est-à-dire, pour un disperseur connu, ont été mésurés les parametres de l´air et de l´eau à l´entrée et à la sortie de la tour. Avec les valeurs mésurées, les chercheurs sovietiques ont calculé par leur méthode les chiffres caractéristiques β_{xv} et Ke.

Pour effectuer la comparaison proposée, ont été établies des programmes de calcul en language FORTRAN pour les méthodes spécifiées. L´organigramme des calculs est donnée en figure 1.

Toutes les calculs se déroulent par la même voie: en connaissant les parametres de l´eau à l´entrée et à la sortie de la tour et les parametres de l´air à l´entrée de la tour est deter-

miné le chiffre β_{xv}. Avec ce chiffre sont calculés les paramètres de l'air à la sortie de la tour. Pour augmenter la précision des calculs, aprés un calcul global de la tour, ont été éffectués les mêmes calculs mais en divisant la tour en 5, lo et 15 sections en hauteur. La correctitude des calculs est verifiée par la détermination mathématique des paramètres de l'eau à l'entrée de la tour.

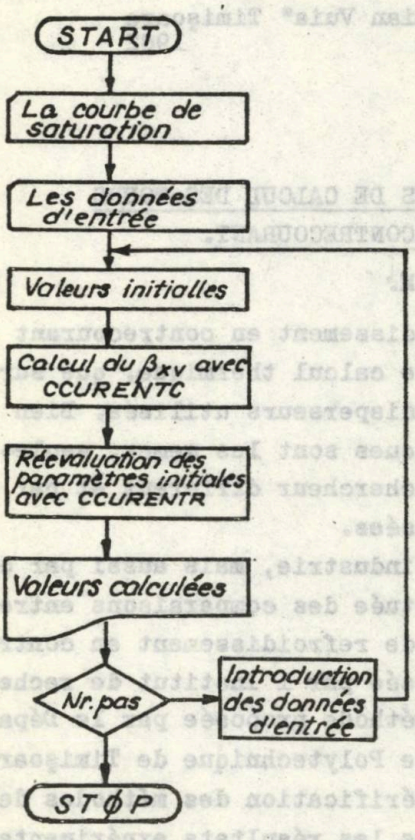


Fig.1. L'organigramme du calcul mathématique.

Pour le calcul par pas, ont été considérées en première approximation les zones de refroidissement égales avec la n-ième partie de la zone de refroidissement globale. Avec cettes valeurs ont été determinées les chiffres β_{xv} pour chaque tronçon et un chiffre β_{xv} moyen. Ce chiffre β_{xv} moyen a été augmenté ou diminué jusqu'au moment quand les calculs théoriques ont établis les mêmes paramètres de l'eau à l'entrée de la tour que les paramètres mésurés en réalité.

Tous les calculs ont été effectués avec deux hypothèses: premiérement a été négligée l'eau évaporée et la deuxième fois a été prise en calculs la quantité de l'eau évaporée. Les resultats principaux sont donnés dans le tableau 1.

Pour la méthode de Spangemacher a été écrit aussi un programme de calcul, mais cette méthode a deux grands inconvénients: elle ne peut pas être utilisée pour un calcul par pas succesifs parce que on doit connaître tous les paramètres de l'eau et de l'air à l'entrée et à la sortie de la tour; pour des larges zones de refroidissement les formules de calcul des chiffres u, v, f donnent des erreurs, le calcul sollicitant le diagramme seulement. N'étant possible de vérifier que certains données experi-

mentalles, le tableau 1 ne contient pas les résultats obtenues par cette méthode. On peut conclure concernant cette méthode qu'elle n'est pas utilisable pour les calculs sur l'ordinateur.

Les résultats principaux des comparaisons, concernant le chiffre β_{xv}.

Tableau 1.

No. exp	URSS	Inst.rech. énerg.	Dép. thermot. sans l'eau évaporée	Dép. thermot. avec l'eau évaporée	ε $\frac{2-1}{1}\times 100\%$	ε $\frac{3-2}{2}\times 100\%$	ε $\frac{4-1}{1}\times 100\%$
1	2565	2200	2213	2654	14,23	0,59	3,46
2	2636	2191	2175	2711	16,88	0,73	2,84
3	2174	1831	1843	2118	15,63	0,65	6,84
4	1562	1276	1248	1462	18,30	2,03	6,52
5	2206	1878	1894	2097	14,86	0,84	4,94
6	1544	1155	1149	1244	25,19	8,26	19,43
7	1583	1474	1442	1452	6,88	2,17	8,28
8	2202	2051	2052	2123	6,85	0,04	3,59
9	2594	2425	2445	2570	6,51	0,82	0,93
10	2090	1916	1923	1997	8,32	0,47	4,45
11	2679	2479	2490	2610	7,05	0,44	2,88
12	2183	1989	1991	2057	8,89	0,10	9,77
13	3383	2720	2667	2864	19,60	1,95	15,34
14	2761	2140	2083	2445	22,49	2,66	11,45
15	2125	1557	1462	1523	26,73	6,10	28,33
16	2160	1541	1419	1497	28,66	7,92	30,88
17	3457	2811	2808	3027	18,69	0,11	12,44
18	2790	2158	2103	2473	22,65	2,55	11,36
19	2441	2567	2283	2328	5,16	11,06	4,63
20	3251	3245	3100	3198	0,18	4,47	1,63
21	3714	3520	3546	3491	5,22	0,74	4,52
22	2354	2667	2158	2291	13,30	19,09	2,68
23	3065	2954	2722	2891	3,62	3,62	5,68
24	3689	3372	3250	3269	8,59	8,59	11,39
Écart moyen:					13,61	3,58	8,75

Pour les comparaisons entre les résultats obtenus par l'Institut de recherches énergétiques de Bucarest et le Département

de Thermotechnique, nous pouvons remarquer que les chiffres β_{xv} obtenus par la seconde méthode en utilisant 15 pas de calcul, avec la considération de l'eau évaporée sont plus près des chiffres réels.

On peut remarquer que l'écart moyen entre les résultats sovietiques et ceux de l'Institut de Bucarest est de 13,61 %. En éliminant les données 6, 15 et 16 (que nous pouvons considérer comme fauses) l'écart moyen sera de 11,71 % entre les résultats sovietiques et de Bucarest, de 3,03 % entre les résultats de Bucarest et de Timişoara (hypothèse sans considération de l'eau évaporée) et de 6,25 % entre les résultats sovietiques et de Timişoara (hypothèse avec considération de l'eau évaporée).

On peut conclure que la méthode la plus précise est celle élaborée par le Département de Thermotechnique avec l'hypothèse de considération de l'eau évaporée.

BIBLIOGRAPHIE

1. Vlădea,I & Oancea,N. - Der thermische Gütegrad von Kühlturmen. B.W.K. 22(1970) 3, S. 123/127.

2. Jădăneanţ,M. - Thèse de doctorat, 1980, Timişoara.

3. Spangemacher,K. - Berechnung von Kühlturmen und Einspritzkühlern mit Hilfe einer Verdunstungs-Kennzahl. B.W.K. 10(1957) 5, S. 209/215.

Primită la redacţie la 24 martie 1982

CONSIDERATII ASUPRA UNOR METODE DE CALCUL A TURNURILOR DE RĂCIRE IN CONTRACURENT.

Rezumat

In lucrare sînt comparate trei metode de calcul ale turnurilor de răcire în contracurent. Comparaţia s-a efectuat pe baza datelor experimentale obţinute de cercetătorii sovietici şi s-a concluzionat că metoda cea mai exactă este cea elaborată de Catedra de Termotehnică şi Maşini termice a I.P."Traian Vuia" din Timişoara, cu considerarea apei evaporate.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

INFLUENTA UNUI OBSTACOL-PRAG AMONTE ASUPRA CARACTERISTICELOR UNEI POMPE

Bărglăzan M.

1. Introducere

Curbele caracteristice ale unei turbomaşini sînt definite şi se determină în ipoteza unei structuri neperturbate a curentului hidrodinamic la intrarea în maşină. Deoarece pompele centrifuge în exploatare prezintă deseori o conductă de aspiraţie cu un cot de 90° în imediata vecinătate a rotorului s-a cercetat în ce măsură această configuraţie influenţează performanţele maşinii. Fenomenul de interacţiune pompă-cot se amplifică la regimuri deosebite de cel de proiectare unde prerotaţia curentului indusă de pompă se combină cu dîra curentului perturbat de prezenţa cotului din faţa pompei.

Acest fenomen complex s-a simulat în prezenta lucrare printr-un obstacol-prag triunghiular plasat amonte de rotorul pompei deoarece staţiunea experimentală nu a permis intercalarea cotului de 90° pe conducta de aspiraţie.

2. Staţiunea de încercare

Instalaţia experimentală ce permite încercarea dinamică a pompelor este descrisă în lucrările /1/,/5/. Circuitul hidraulic al staţiunii este prezentat schematic în fig.1.

Pompa centrifugă cu inductor axial P este de tipul LPO/FT-7 şi este antrenată de motorul electric ME1. Reţeaua hidraulică este compusă din conducta de aspiraţie CA şi refulare CR, vana de reglare V servocomandată de acţionarea Ac, vanele de fluctuaţie V1 şi V2 cu amplitudinea, frecvenţa şi defazajul perturbaţiilor continuu modificabile şi antrenate de motorul electric ME2, dispozitivul de liniştire D2 şi rezervorul cu pernă de aer PA.

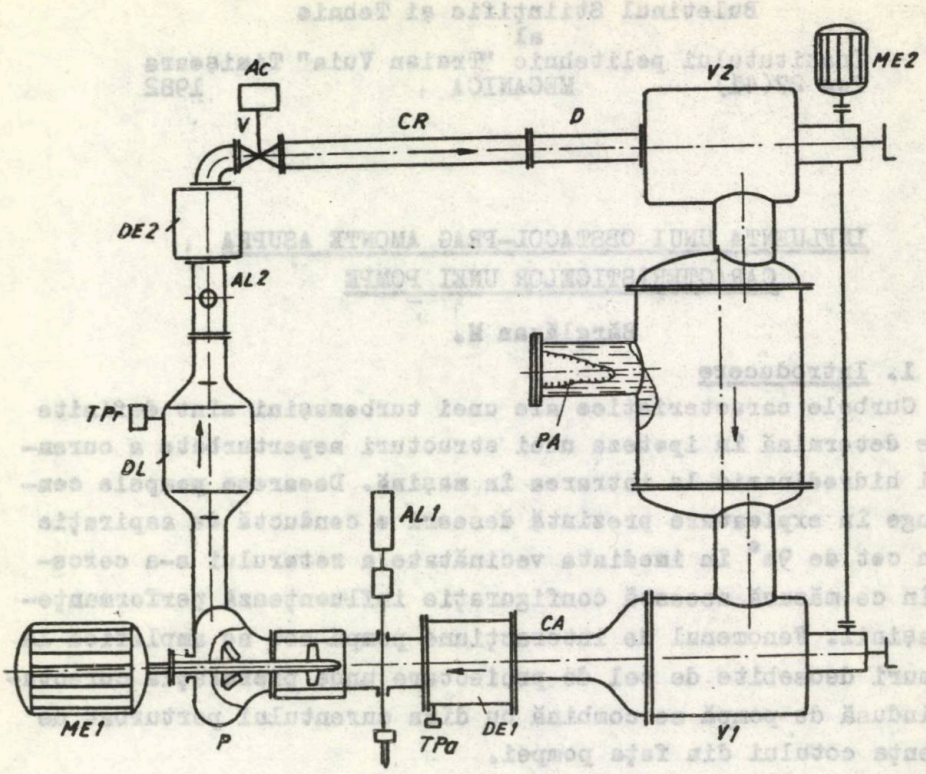


Fig.1 Schema circuitului hidraulic a staţiunii Caltech

Aparatura de măsurare este compusă din traductorii de presiune TP_a şi TP_r, debitmetrele electromagnetice DE1 şi DE2, anemometrele cu laser AL1 şi AL2 şi debitmetrul cu turbină D.

Se remarcă poziţia prizelor de presiune care au un rol important în interpretarea rezultatelor.

Obstacolul-prag a fost proiectat pe baza datelor din /2/ în condiţii de funcţionare echisensibilă la cavitaţie cu pompa LPO/FT-7 şi se prezintă dimensional în fig.2.

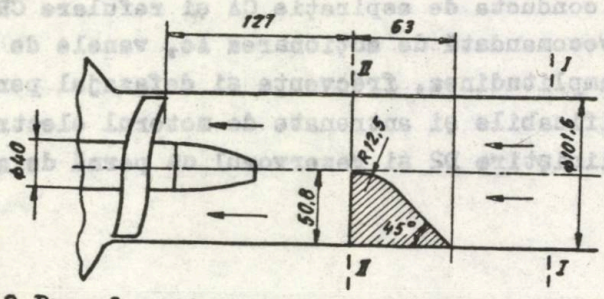


Fig.2 Pragul proiectat şi realizat pentru simularea cotului amonte de rotorul pompei

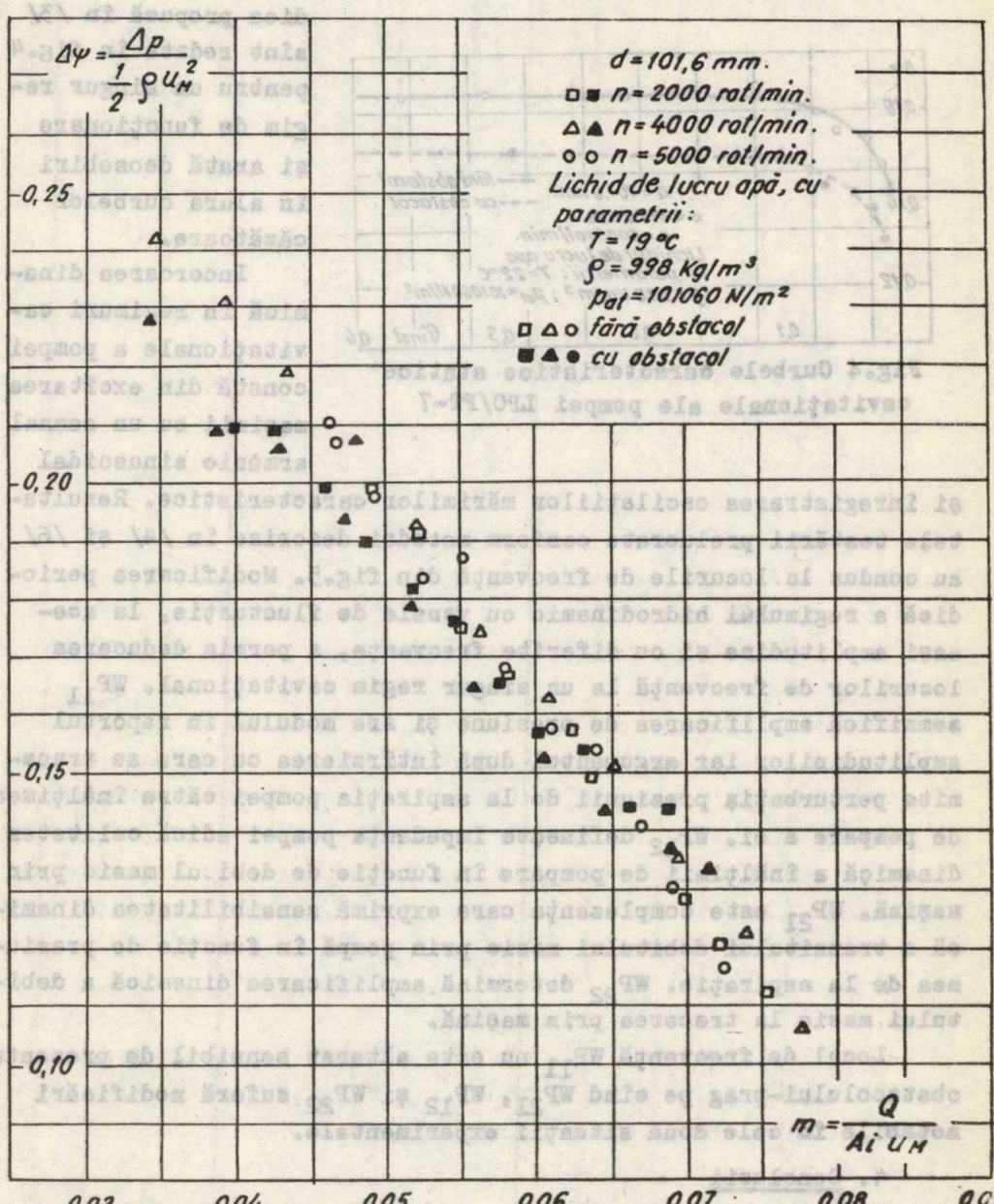


Fig.3 Curbele caracteristice energetice statice ale pompei LPO/FT-7

3. Rezultatele experimentale

Curbele caracteristice statice energetice ce leagă înălţimea de pompare de debit la diferite turaţii ale pompei, cu şi fără obstacolul-prag arată aceeaşi alură clasică cu,deosebiri cantitative nesemnificative după cum se vede în fig.3.

Curbele caracteristice statice cavitaţionale utilizînd metodica propusă în /3/ sînt redate în fig.4 pentru un singur regim de funcţionare şi arată deosebiri în alura curbelor căzătoare.

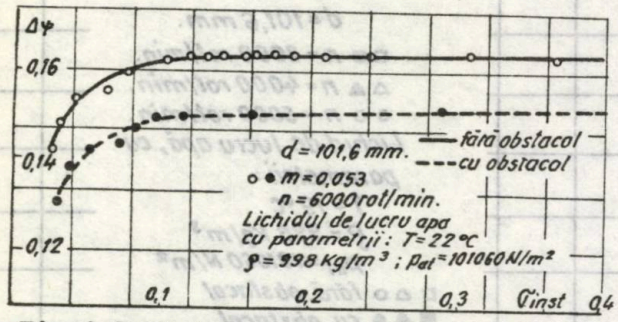


Fig.4 Curbele caracteristice statice cavitaţionale ale pompei LPO/FT-7

Incercarea dinamică în regimuri cavitaţionale a pompei constă din excitarea maşinii cu un semnal armonic sinusoidal şi înregistrarea oscilaţiilor mărimilor caracteristice. Rezultatele testării prelucrate conform metodei descrise în /4/ şi /6/ au condus la locurile de frecvenţă din fig.5. Modificarea periodică a regimului hidrodinamic cu vanele de fluctuaţie, la aceeaşi amplitudine şi cu diferite frecvenţe, a permis deducerea locurilor de frecvenţă la un singur regim cavitaţional. WP_{11} semnifică amplificarea de presiune şi are modulul în raportul amplitudinilor iar argumentul după întîrzierea cu care se transmite perturbaţia presiunii de la aspiraţia pompei către înălţimea de pompare a ei. WP_{12} defineşte impedanţa pompei adică calitatea dinamiçă a înălţimii de pompare în funcţie de debitul masic prin maşină. WP_{21} este complezanţa care exprimă sensibilitatea dinamică a tranzitului debitului masic prin pompă în funcţie de presiunea de la aspiraţie. WP_{22} determină amplificarea dinamică a debitului masic la trecerea prin maşină.

Locul de frecvenţă WP_{11} nu este alterat sensibil de prezenţa obstacolului-prag pe cînd WP_{21}, WP_{12} şi WP_{22} suferă modificări notabile în cele două situaţii experimentale.

4. Concluzii

1. Influenţa obstacolului-prag asupra funcţionării pompei este redusă în regimuri energetice statice.

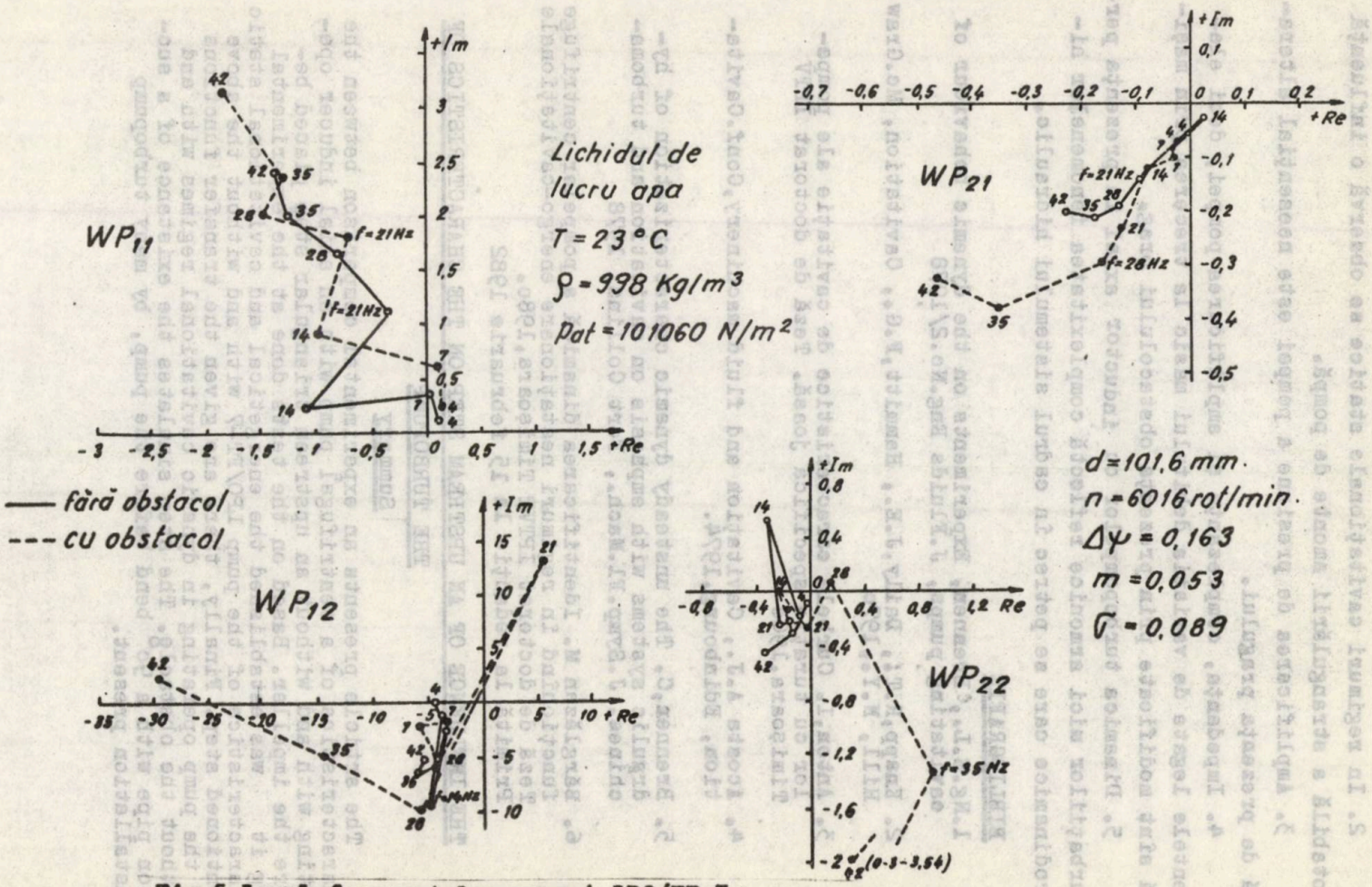


Fig.5 Locul frecvenţelor pompei LPO/FT-7

2. In regimuri cavitaţionale statice se observă o influenţă notabilă a strangulării amonte de pompă.

3. Amplificarea de presiune a pompei este neesenţial alterată de prezenţa pragului.

4. Impedanţa, complezanţa şi amplificarea pompei, deci elementele legate de variaţia debitului masic la trecerea prin maşină sînt modificate prin prezenţa obstacolului prag.

5. Dinamica turbopompelor cu inductor axial în prezenţa perturbaţiilor mici armonice reflectă complexitatea fenomenelor hidrodinamice care se petrec în cadrul sistemului hidraulic.

BIBLIOGRAFIE

1. Ng.S.L., C.Brennen, Experiments on the dynamic behaviour of cavitating pumps, J.Fluids Eng.No.2/1978

2. Knapp,R.T., Daily,J.E., Hammitt,F.G., Cavitation, Mc.Graw Hill, N.Y.,197o

3. Anton,I. Curbele caracteristice de cavitaţie ale pompelor cu turaţie specifică joasă. Teză de doctorat IPTV Timişoara,196o

4. Acosta A.J., Cavitation and fluid machinery,Conf.Cavitation, Edinbourg,1974.

5. Brennen,C. The unsteady dynamic characterization of hydraulic systems with emphasis on cavitation and turbomachines. J.Symp.Fl.Mach., Fort Collins, 1978

6. Bărglăzan M. Identificarea dinamică a pompelor centrifuge funcţionînd în regimuri nestaţionare energo-cavitaţionale Teză de doctorat IPTVT Timişoara,198o.

Primită la redacţie la 15 februarie 1982

THE INFLUENCE OF AN UPSTREAM STEP ON THE CHARACTERISTICS OF THE TURBOPUMP

Summary

The article presents an experimental comparison between the characteristics of a centrifugal pump with an axial inducer operating with and without an upstream triangular step placed before the impeller. Based on the tests done at the experimental rig it was established the energetical and cavitational static characteristics of the pump LPO/FT-7 with and without the above mentioned step. Finally, there are given the transfer functions of the pump operating in dynamic cavitational regimes with and without the obstacle. The step simulates the existance of a suction pipe with a 9o° bend before the pump, by many turbopump installation present.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

CARACTERISTICA AERODINAMICA UNIVERSALA A FAMILIEI DE PROFILE SINGULARE

Sisak E.

Caracteristica aerodinamică universală este reprezentarea generală, într-un singur grafic a tuturor mărimilor caracteristice geometrice şi aerodinamice ale profilelor din familia, respectiv combinaţia dată.

In sistemul de coordonate (d/l, α) se tree pe rînd liniile de protanţă, rezistenţă şi fineţe constante prin coeficienţii C_a, C_w, precum şi raportul C_a/C_w, extraşi din caracteristicile profilelor date în cataloage . Metodologia este cea folosită în general la maşinile hidraulice intersectînd pe rînd caracteristicile (C_a, α), (C_w, α) şi (C_a/C_w, α) cu paralele la axa absciselor şi trecînd valorile corespunzătoare pe dreapta d/l = const. din sistemul (d/l, α). Din unirea punctelor de aceeaşi valoare C_a, C_w şi C_a/C_w pentru fiecare profil al familiei date, rezultă cele trei serii de linii de valori constante : C_a, C_w şi C_a/C_w în sistemul (d/l, α), fig.1.

Graficul întocmit cu metodologia de mai sus conţine deci, sub formă sinoptică legătura funcţională la diferite incidenţe α dintre toate mărimile caracteristice geometrice şi aerodinamice ale unei familii de profile.

Prin unirea punctelor de $C_{a\,max}$, $C_a/C_{w\,max}$ şi $C_{w\,min}$ de pe grafic se obţin pentru familia de profile considerată, curbele de valori maxime ale portanţei şi finetei, respectiv de valori minime ale coeficientului de rezistenţă, oferind date concrete pentru calculul optimizat.

Incidenţele din apropierea curbelor de fineţe maximă respectiv de rezistenţă minimă trebuie aplicate în calcule în vederea realizării unui randament aerodinamic superior.

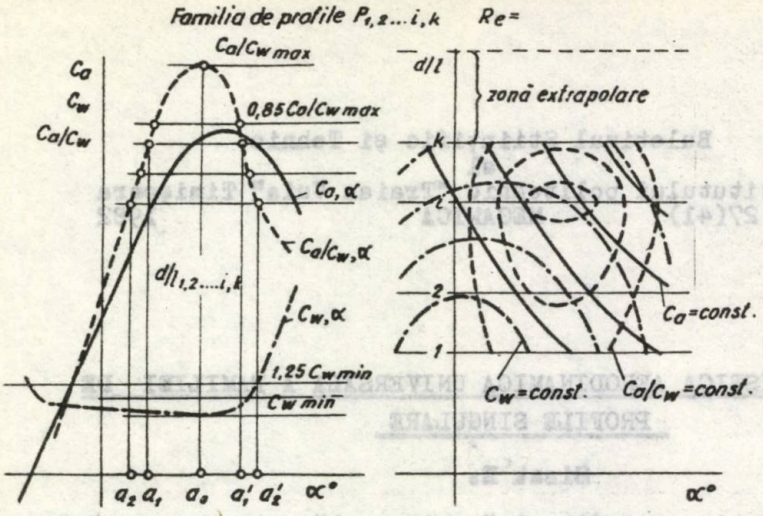


Fig.1. Metoda de întocmire a caracteristicii aerodinamice universale a familiei de profile singulare

In fig. 2 partea de jos reprezintă caracteristica aerodinamică universală a familiei de profile Göttingen 795,796,797,798 între d/l = 8 și 2o %, la valoarea criteriului de Re = $3{,}8.1o^5$, obținută prin metoda elaborată.

Examinarea acestei caracteristici scoate în evidență unele avantaje ale reprezentării noi, dintre care se menționează posibilitatea intrapolării și extrapolării în vederea determinării caracteristicilor la profile cu altă grosime relativă maximă, decît cele date în cataloage.

Grosimea relativă maximă în cazul exemplului considerat în fig.2 este de 2o % la profilul Gö 798. In cazuri speciale, ca de ex. în zona apropiată de butucul rotorului de turbină eoliană rapidă cu ax orizontal, grosimea relativă maximă trebuie mărită la 25-3o %, sau chiar mai mult. In acest domeniu al grosimii relative maxime cataloagele nu conțin caracteristici aerodinamice utilizabile în calcule. Valabilitatea relațiilor de calcul ale mărimilor aerodinamice de asemenea sînt limitate de obicei tocmai cu privire la grosimea relativă maximă a profilelor, ele dau valori mult diferite de cele reale și deci aplicarea lor conduce la soluții eronate, nesigure. Prin prelungirea seriilor de linii în caracteristica universală se poate acoperi un interval de valori d/l, care să cuprindă valoarea extremă necesară. Precizia extrapolării este inferioară celei din zona intervalului măsurat, dar în lipsa de date măsurate, respectiv de relații acoperitoare,

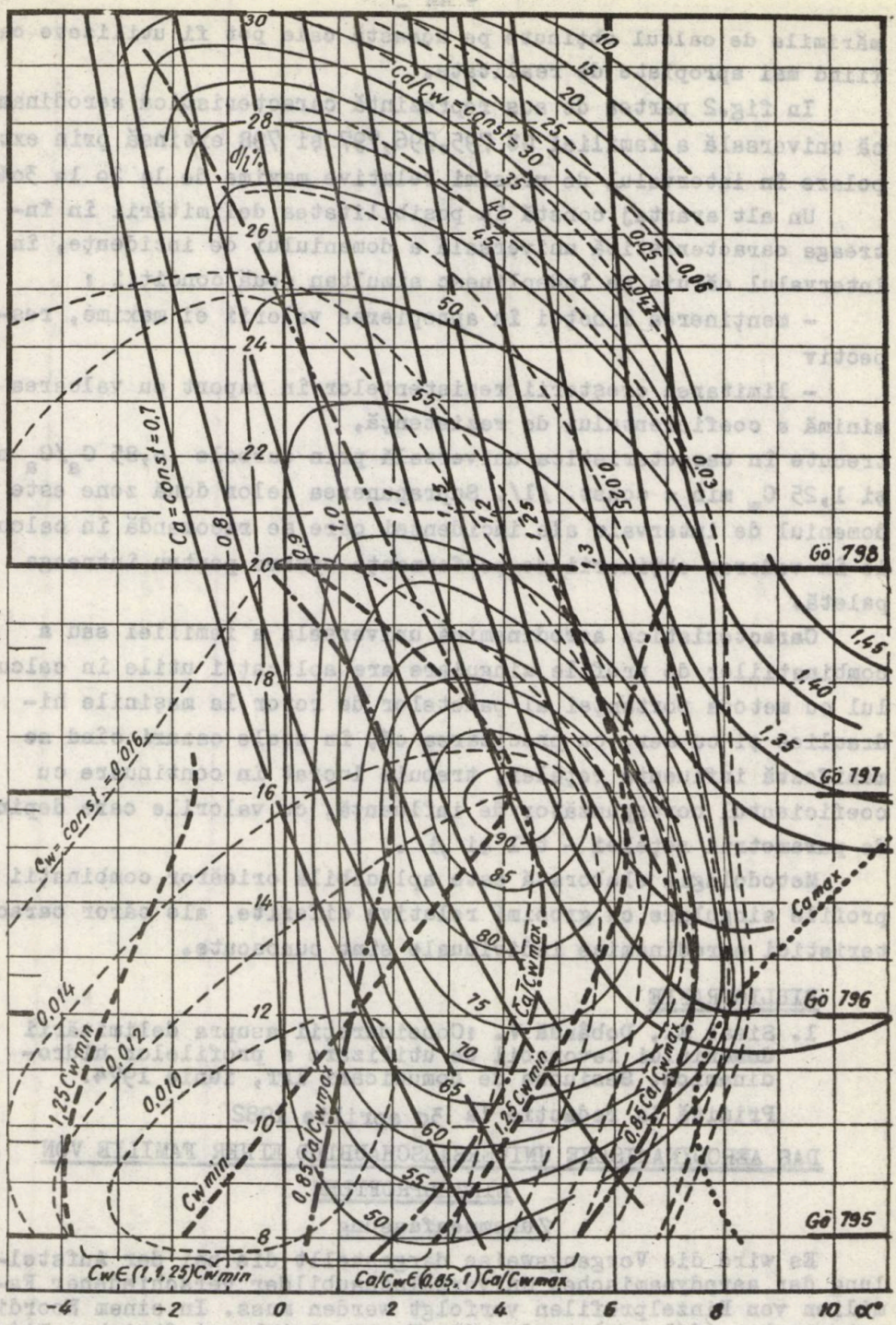


Fig.2. Caracteristica aerodinamică a familiei de profile Gö 795, 796, 797, 798. Re.= 3,8.10^5; - jos : intervalul d/l = 8 pînă la 2o %; - sus : extinderea în intervalul d/l = 2o pînă la 3o %.

mărimile de calcul obţinute pe această cale pot fi utilizate ca fiind mai apropiate de realitate.

In fig.2 partea de sus reprezintă caracteristica aerodinamică universală a familiei Gö 795,796,797 şi 798 extinsă prin extrapolare în intervalul de grosimi relative maxime de la 2o la 3o%.

Un alt avantaj constă în posibilitatea delimitării în întreaga caracteristică universală a domeniului de incidenţe, în intervalul căruia se îndeplinesc simultan două condiţii :

- menţinerea fineţei în apropierea valorii ei maximă, respectiv
- limitarea creşterii rezistenţelor în raport cu valoarea minimă a coeficientului de rezistenţă,

trecute în caracteristica universală prin curbele $o,85\ C_a/C_a$ max şi $1,25\ C_w$ min = const. /1/. Suprapunerea celor două zone este domeniul de intervale ale incidenţei care se recomandă în calcule în vederea obţinerii de performanţe optime pentru întreaga paletă.

Caracteristica aerodinamică universală a familiei sau a combinaţiilor de profile singulare are aplicaţii utile în calculul cu metoda portanţei al paletelor de rotor la maşinile hidraulice şi cu aer, cu precizarea că, în acele cazuri cînd se manifestă influenţa reţelei, trebuie lucrat în continuare cu coeficientul corespunzător de influenţă, cu valorile care depind de parametrii reţelei - t/l şi β .

Metodologia elaborată este aplicabilă oricăror combinaţii de profile singulare cu grosimi relative diferite, ale căror caracteristici aerodinamice individuale sînt cunoscute.

BIBLIOGRAFIE

1. Sisak E., Dobândă V. :Consideraţii asupra delimitării domeniului favorabil de utilizare a profilelor hidrodinamice. Sesiunea de comunicări IPT, iunie 1974.

Primită la redacţie la 3o aprilie 1982

DAS AERODYNAMISCHE UNIVERSALSCHAUBILD EINER FAMILIE VON EINZELPROFILEN

Zusammenfassung

Es wird die Vorgangsweise dargestellt die bei der Aufstellung der aerpdynamischen Universalschaubilder verschiedener Familien von Einzelprofilen verfolgt werden muss. In einem Koordinatensystem ($d/l, \alpha$) werden die Werte gleichen Auftriebs, Widerstands und gleicher Gleitzahl der Profile einer Familie, bzw. gegebenen Kombination durch ihre dimensionslosen Beiwerte C_a, C_w und C_a/C_w eingetragen und zu Linien verbunden. Das Universalschaubild hat zahlreiche Anwendungen in praktischen Berechnungen.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

STUDIUL TABLOULUI MISCARII IN PREZENTA UNOR RETELE CIRCULARE DUBLE

Gheorghiu M.

1. Introducere

Reţeaua de profile, succesiune periodică de contururi solide, cu axul reţelei rectiliniu sau circular, constituie un element fundamental în procesul transformărilor energetice din maşinile hidraulice. Prezenţa frecventă înainte sau după reţeaua de rotor a unei reţele de dirijare, fie ca stator sau aparat director a ridicat problema determinării modului în care cele două reţele succesive se influenţează reciproc în funcţionare. S-a utilizat în acest scop în Laboratorul de maşini hidraulice o staţiune care modelează în aer condiţiile mişcării în prezenţa a două reţele circulare folosite în construcţia transformatoarelor hidraulice, (fig.1 şi fig.2).

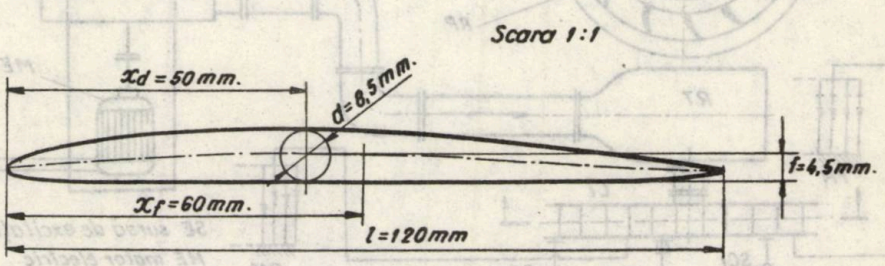


Fig.1 Conturul profilului primei reţele

Cele două reţele modelează în aer la scara 1 : 1 două etaje care echipează turbotransformatoare de construcţie românească.

Studiul intreprins a avut drept scop cercetarea influenţei reciproce a celor două etaje succesive.

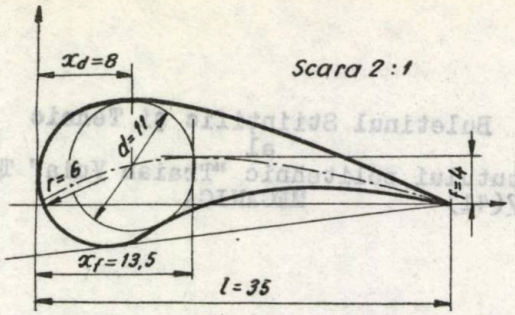


Fig.2 Conturul profilului reţelei secunde

2. Descrierea staţiunii

Staţiunea de încercare prezentată schematic în fig.3 funcţionează pe ramura de refulare a unui ventilator cu parametrii nominali Q = 12oo m^3/h; H = 145o mm c.a; n= 294o rot/min; P = 75 kW. Aerul refulat de ventilator este condus printr-un sistem de conducte la un rezervor tampon (RT) de liniştire, o conductă scurtă legîndu-l de camera de încercare (CI). Pentru uniformizarea mişcării s-a prevăzut la intrarea în rezervorul tampon un fagure de liniştire. Camera de încercare se compune din cele două reţele

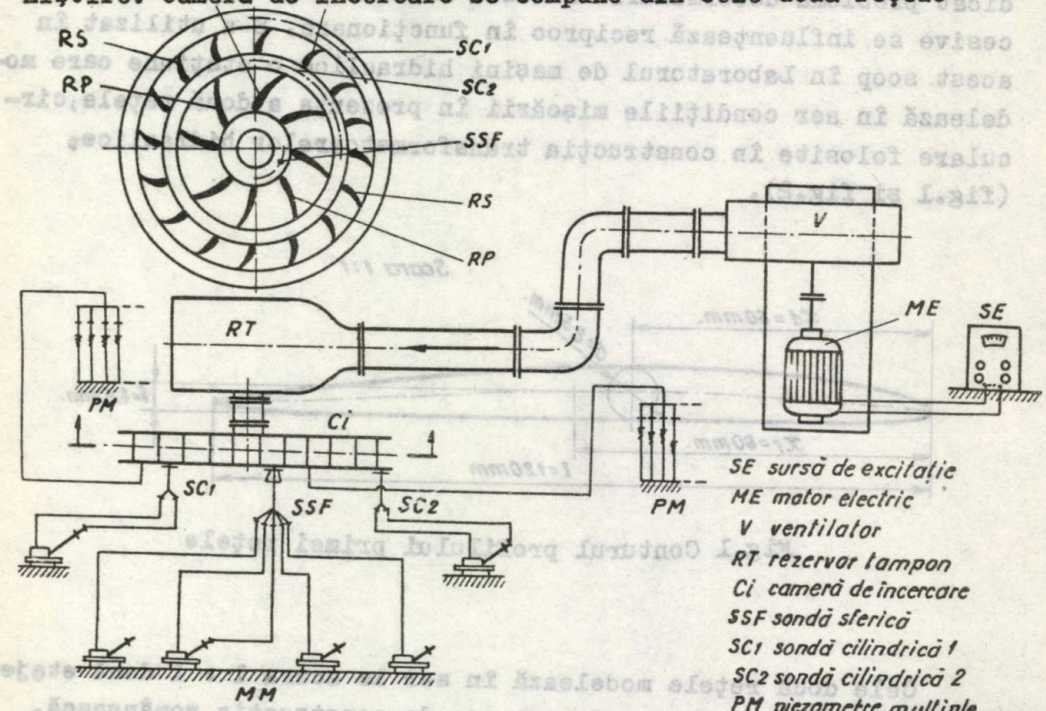


Fig.3 Schema staţiunii de încercare

circulare montate într-un sistem de plăci frontale inelare fixe, alternînd cu plăci inelare mobile, ce permit deplasarea aparaturii de măsură de-a lungul cercurilor de intrare și ieșire din fiecare rețea. Capace circulare transparente amplasate în zona a trei palete din prima rețea, respectiv a 2 palete din a doua rețea au permis vizualizarea mișcării pe extradosul și intradosul paletelor.

Intoarcerea curentului cu 90° înainte de intrarea în prima rețea conferă mișcării un caracter spațial, ceea ne a impus utilizarea unei sonde sferice pentru măsurarea vitezei de la intrare.

Cele două rețele fiind apropiate s-a considerat că ieșirea din prima coincide cu intrarea în rețeaua a doua, zonă în care curentul fiind bine ghidat de pereții frontali s-a măsurat viteza cu o sondă cilindrică, la fel și la ieșirea din rețeaua a doua.

Modificarea vitezelor de regim s-a efectuat prin antrenarea ventilatorului la diferite turații realizate ca urmare a schimbării corespunzătoare a frecvenței.

Paletele ambelor rețele se pot roti în jurul axului lor ceea ce a permis explorarea domeniilor de funcționare ale primei rețele pentru care deschiderea relativă $\bar{a}_1$ = 74,5 % - 10 % și ale rețelei secundare cu $\bar{a}_2$ = 53,7 % - 16,3 %.

Prima rețea se compune din N_1 = 14 palete cilindrice al căror contur se dă în fig.1, iar rețeaua a doua din N_2 = 72 palete cu conturul dat în fig.2.

Pentru a putea măsura distribuția presiunilor pe conturul profilelor au fost drenate 3 palete în rețeaua 1 și 2 palete în rețeaua 2.

3. Metodica măsurătorilor

Rețeaua circulară poate fi definită din punct de vedere geometric prin :

- pasul unghiular $\tau = \frac{2\pi}{N}$ unde N este numărul paletelor,
- deschiderea relativă a paletelor $\bar{a} = \frac{a}{a_{max}}$ unde a este distanța între două palete iar a_{max} valoarea maximă corespunzătoare poziției radiale,
- conturul profilului în rețea.

Incercarea experimentală a rețelelor de profile are drept scop determinarea performanțelor hidrodinamice ale rețelei, concretizate prin deviația unghiulară a curentului $\Delta\varepsilon$, coeficientul de deviație δ_u, coeficientul de portanță C_{yr} și de rezistență C_{xr},/1/ pentru diferite valori ale deschiderii relative. Conform fig.4 și indicațiilor literaturii de specialitate /1,2/ aceste

mărimi se exprimă :

$$\Delta\varepsilon_i = \alpha_i + \tau_i - \psi_i \qquad (1)$$

$$\delta_{ui} = \frac{R_{i+1}\,v_{ui+1} - R_i\,v_{ui}}{R_i\,v_{mi}} \qquad (2)$$

$$C_{yi} = \frac{\int_0^{l_i} c_{pi}\,dx}{l_i} \qquad (3)$$

$$C_{xi} = \frac{\int_0^{l_i} c_{pi}\,dy}{l_i} \qquad i = \text{I}, \text{II} \qquad (4)$$

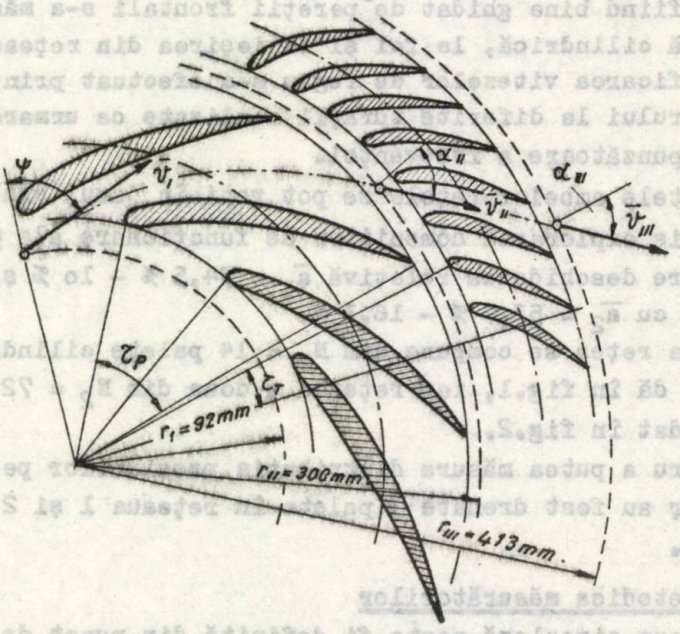


Fig.4 Schema cinematică a reţelelor

unde c_p reprezintă distribuţia coeficienţilor de presiune pe conturul profilului.

În scopul determinării acestor mărimi a fost necesară măsurarea vitezei spaţiale de la intrarea în prima reţea, a vitezei de la ieşirea din prima reţea, a presiunilor statice în cele trei zone de măsură şi a distribuţiei presiunilor pe conturul celor cinci palete drenate.

Ţinînd cont de simetria axială a mişcării s-a limitat domeniul de măsurare la un sfert din lungimea periferiei.

Măsurătorile preliminare au evidenţiat o neuniformitate pronunţată a cîmpului de viteze la intrarea în prima reţea, datorită

întoarcerii curentului la intrare, de la direcţia axială la cea radială. S-a dispus în conducta de legătură cu rezervorul tampon o rpzetă de dirijare a curentului, pentru care s-a găsit din încercări succesive poziţia optimă (fig.5). Pentru uniformizarea condiţiilor de intrare respectiv a unei întoarceri corecte a mişcării,

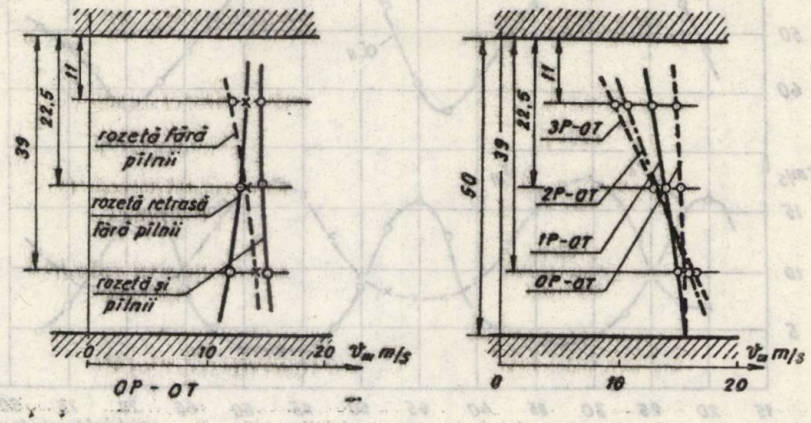


Fig.5. Variaţia vitezelor pe înălţimea paletei reţelei secunde în diferite condiţii de întoarcere a curentului

s-a dispus în zona de întoarcere un sistem de suprafeţe de ghidare conturate după suprafeţele de curgere. Ca urmare a utilizării celor două dispozitive auxiliare s-a asigurat aceeaşi orientare a vitezei pe întreaga înălţime a paletelor.

Vizualizarea prin fire a cîmpului de viteze a confirmat amplasarea optimă a dispozitivelor de orientare şi uniformizare.

4. Prelucrarea rezultatelor. Curbe primare şi caracteristice

Intrucît prezenţa reţelei în cîmpul mişcării conduce la o variaţie periodică a modulului vitezei şi a unghiului de ieşire (fig.6) s-a recurs la medierea rezultatelor prin planimetrare ceea ce a condus la determinarea valorilor medii pe pas ale modulului şi unghiului vitezei la ieşirea din fiecare reţea /3/.

Trebuie remarcat că la ieşirea din reţeaua a doua se menţine periodicitatea vitezei în modul şi unghi de ieşire conform condiţiilor de la intrare determinate de prima reţea, deşi numărul profilelor celor două reţele este diferit.

Cunoscînd valorile medii ale vitezelor şi presiunilor statice la intrare şi ieşire s-au calculat cu relaţiile (1) şi (2) mărimile $\Delta\xi$ şi δ_a, iar din distribuţiile coeficienţilor de presiune s-au determinat cu (3) şi (4) coeficienţii de portanţă şi de rezistenţă. Variaţia acestor mărimi în funcţie de deschiderea relativă respectiv în funcţie de unghiul de incidenţă faţă de

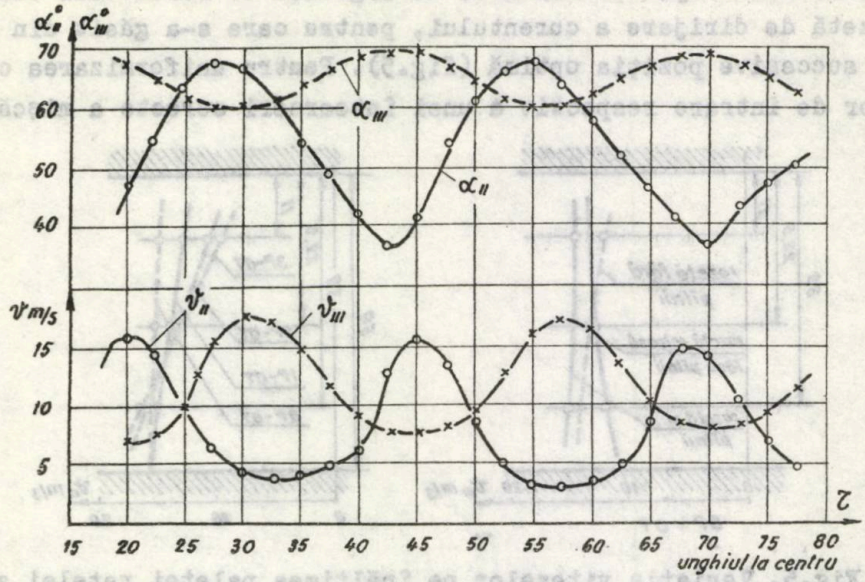


Fig.6 Variaţia pe periferie a vitezei la ieşirea din prima reţea (II) şi din reţeaua secundă (III) cu modul (v) şi unghi de ieşire (α).
r_{II} = 300 mm ; r_{III} = 413 mm

coarda profilului este redată în fig.7 şi fig.8.

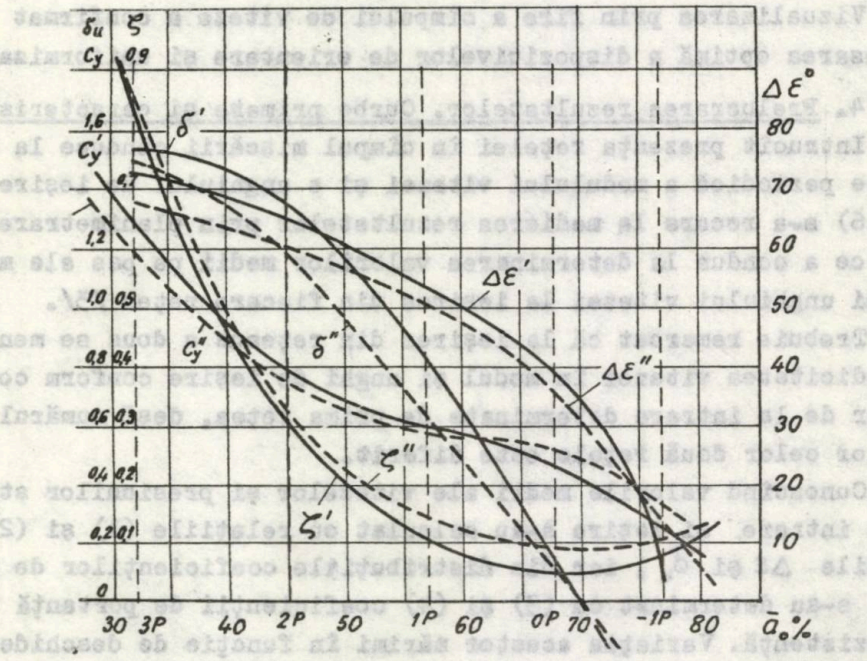


Fig.7. Caracteristicile de funcţionare ale primei reţele

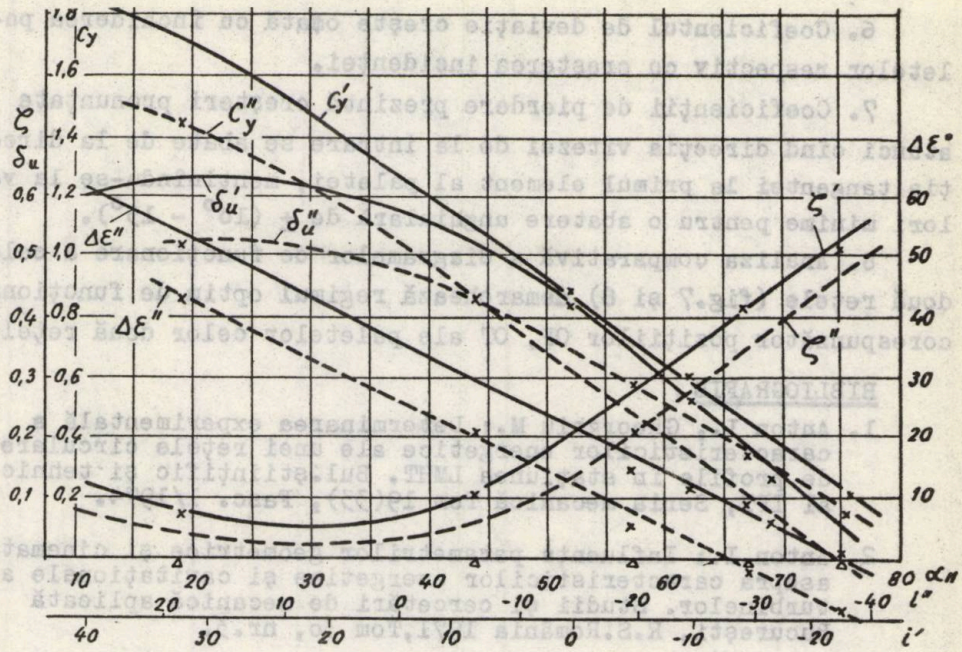


Fig.8. Caracteristicile de funcţionare ale reţelei secunde

5. Concluzii

1. Tabloul mişcării în prezenţa a două reţele circulare succesive, al căror număr de palete este diferit, evidenţiază funcţionarea reţelei secunde în cîmpul perturbat de către prima reţea.

2. Curbele primare de variaţie a caracteristicilor mişcării ilustrează faptul că periodicitatea imprimată de prima reţea se menţine şi la ieşirea din reţeaua secundă, cu atenuarea amplitudinii oscilaţiilor.

3. In absenţa unor dispozitive speciale de ghidare a curentului în zona de întoarecere, înainte de intrarea în prima reţea, viteza curentului se modifică pe înălţimea paletei atît în modul cît şi ca unghi.

4. Pentru asigurarea unor condiţii uniforme la intrare este necesară utilizarea unor dispozitive de ghidare (fig.5).

5. Unghiul vitezei la ieşirea din reţeaua circulară depinde de deschiderea paletelor şi se modifică nesemnificativ la creşterea incidenţei curentului.

6. Coeficientul de deviaţie creşte odată cu închiderea paletelor respectiv cu creşterea incidenţei.

7. Coeficienţii de pierdere prezintă creşteri pronunţate atunci cînd direcţia vitezei de la intrare se abate de la direcţia tangentei la primul element al paletei, menţinîndu-se la valori minime pentru o abatere unghiulară de $\pm$ (10° - 15°).

8. Analiza comparativă a diagramelor de funcţionare a celor două reţele (fig.7 şi 8) demarchează regimul optim de funcţionare corespunzător poziţiilor OP, OT ale paletelor celor două reţele.

BIBLIOGRAFIE :

1. Anton I., Gheorghiu M.: Determinarea experimentală a caracteristicilor energetice ale unei reţele circulare de profile în staţiunea LMHT. Bul.ştiinţific şi tehnic al IPT, Seria mecanică Tom 19(33), Fasc. 1/1974.

2. Anton,I.: Influenţa parametrilor geometrice şi cinematice asupra caracteristicilor energetice şi cavitaţionale ale turbinelor. Studii şi cercetări de mecanică aplicată . Bucureşti, R.S.România 1971,Tom 3o, nr.3.

3. Anton V.: Cercetări experimentale privind influenţa geometriei unor reţele de profile asupra caracteristicilor energetice şi cavitaţionale. Teză de doctorat IPTVT Timişoara, 1972.

4. Gheorghiu M., Perturbarea în amonte a tabloului mişcării în prezenţa unei reţele de aparat director de turbină: Buletinul ştiinţific şi tehnic al IPT, Seria mecanică. Tom 26(4o), Fasc.2, 1981.

Primită la redacţie la 12 mai 1982

THE STUDY OF THE FLOW PATTERN THROUGH DOUBLE ANNULAR CASCADES

Summary :

The performance of the double annular cascades with different blade number and shapes have been measured in the Laboratory for Hydraulic Machines. The results proved the mentainences of the perturbation period of the flow pattern due to t' first cascade just at the exit of the second cascade. The influence of the 90° turn of the flow before the inlet in the first cascade on the flow pattern through both cascades has been investigated.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

STUDIUL COMPARATIV AL RETELEI CIRCULARE DE PROFILE CU CURBURA POZITIVA SI NEGATIVA

Gheorghiu M.

In staţiunea pentru încercarea în aer a reţelelor circulare de profile din Laboratorul de maşini hidraulice Timişoara au fost intreprinse studii experimentale privind cinematica mişcării în prezenţa reţelelor circulare. Au fost studiate performanţele reţelelor constituite din acelaş profil Clark Y 8 dispus în reţea circulară cu intradosul către centru (reţea de profile da curbură pozitivă) şi cu extradosul către centru (reţea de profile de curbură negativă). Măsurătorile experimentale au fost efectuate în aer, conform metodologiei indicate în /1/ şi au permis determinarea parametrilor aerodinamici fundamentali (fig.1) :

- deviaţie unghiulară

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \tau_0$$

- coeficientul de deviaţie

$$\delta_u = \frac{r_1 v_1 \sin\varepsilon_1 - r_2 v_2 \sin\varepsilon_2}{r_1 v_1 \cos\varepsilon_1}$$

- coeficientul de pierdere

$$\zeta = \frac{p_{tot1} - p_{tot2}}{\rho/2\, v_1^2}$$

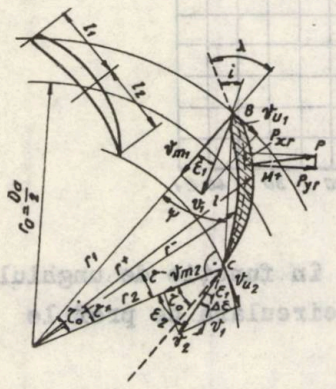


Fig.1. Schema reţelei

Drenarea profilului reţelei în meriplan meridian a permis măsurarea distribuţiei de presiuni şi determinarea variaţiei coeficientului de presiune pe conturul profilului. Integrarea acestei distribuţii /2/ conduce la obţinerea coeficientului de portanţă şi de rezistenţă.

In timpul încercărilor s-au modificat : unghiul vitezei de la intrare ε_1 (cu ajutorul unui sistem de palete subţiri şi dese

de dirijare a curentului şi poziţia paletelor reţelei λ prin rotirea paletelor în jurul axului lor.

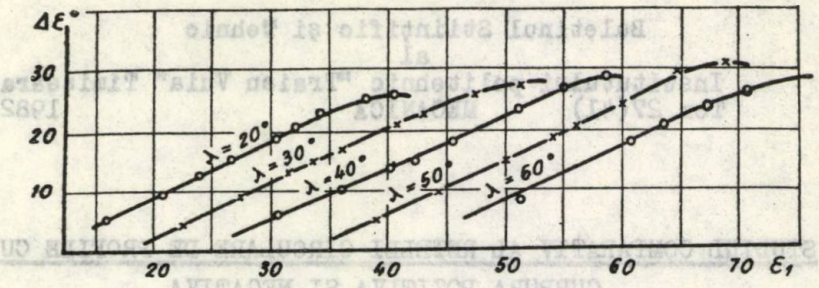


Fig.2. Variaţia deviaţiei unghiulare în funcţie de unghiul de la intrare pentru reţeaua circulară de profile de curbură pozitivă

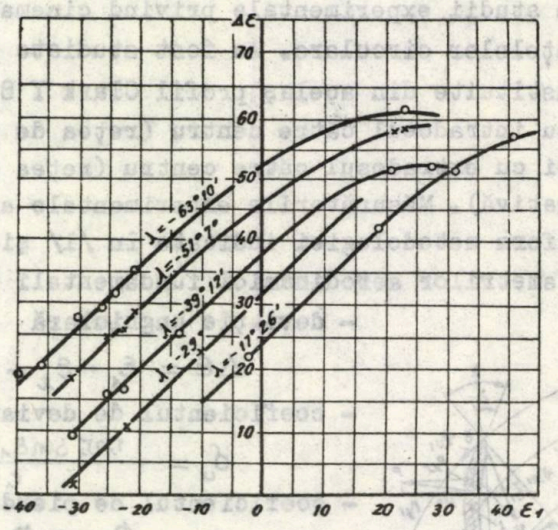


Fig.3. Variaţia deviaţiei unghiulare în funcţie de unghiul de la intrare pentru reţeaua circulară de profile de curbură negativă

In fig.2 şi fig.3 s-a reprezentat variaţia unghiului de deviaţie a curentului în funcţie de unghiul vitezei de la intrare, la valori parametrice ale poziţiei paletelor. Se observă că la profilul de curbură pozitivă deviaţia unghiulară creşte cu $\Delta\varepsilon$ pînă la o valoarea cuprinsă între 25° - 35° după care curba începe să descrească. In cazul profilului de curbură negativă deviaţia unghiulară ajunge pînă la valori duble în comparaţie cu profilul de curbură pozitivă.

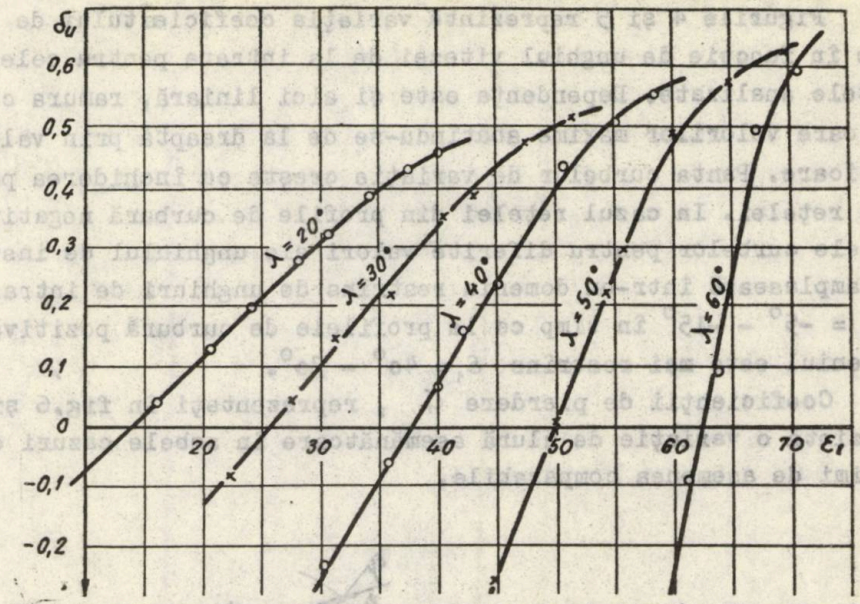


Fig.4. Variaţia coeficientului de deviaţie în funcţie de unghiul de la intrare pentru reţeaua circulară de profile de curbură pozitivă

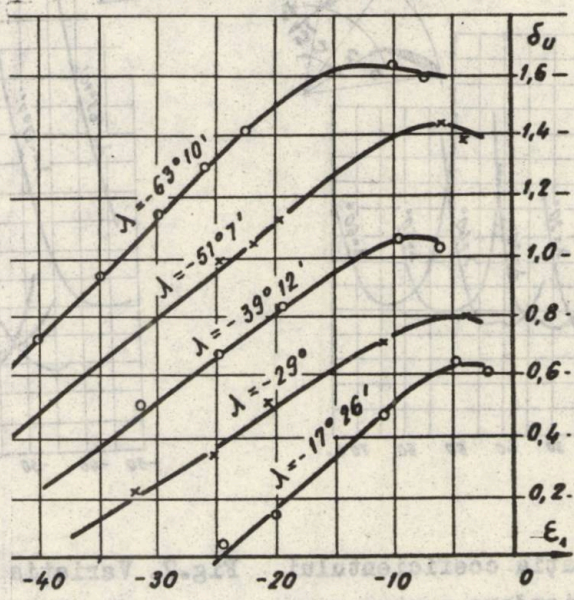


Fig.5. Variaţia coeficientului de deviaţie în funcţie de unghiul de la intrare pentru reţeaua circulară de profile de curbură negativă

Figurile 4 şi 5 reprezintă variaţia coeficientului de deviaţie în funcţie de unghiul vitezei de la intrare pentru cele două reţele analizate. Dependenţa este şi aici liniară, ramura corespunzătoare valorilor maxime abătîndu-se de la dreaptă prin valori inferioare. Panta curbelor de variaţie creşte cu închiderea paletelor reţelei. In cazul reţelei din profile de curbură negativă maximele curbelor pentru diferite valori ale unghiului de instalare se amplasează într-un domeniu restrîns de unghiuri de intrare $\varepsilon_1 = -5^0 - -15^0$ în timp ce la profilele de curbură pozitivă domeniul este mai restrîns $\varepsilon_1 = 4o^0 - 7o^0$.

Coeficienţii de pierdere ζ , reprezentaţi în fig.6 şi 7 prezintă o variaţie de alură asemănătoare în ambele cazuri cu mărimi de asemenea comparabile.

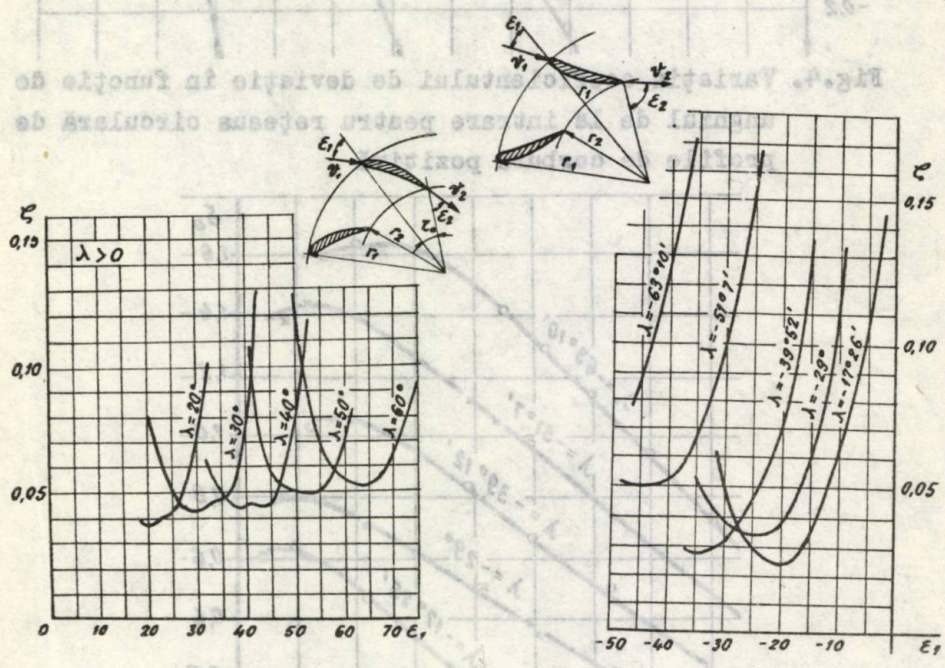


Fig. 6. Variaţia coeficientului de pierdere pentru profile de curbură pozitivă

Fig.7. Variaţia coeficientului de pierdere pentru profile de curbură negativă

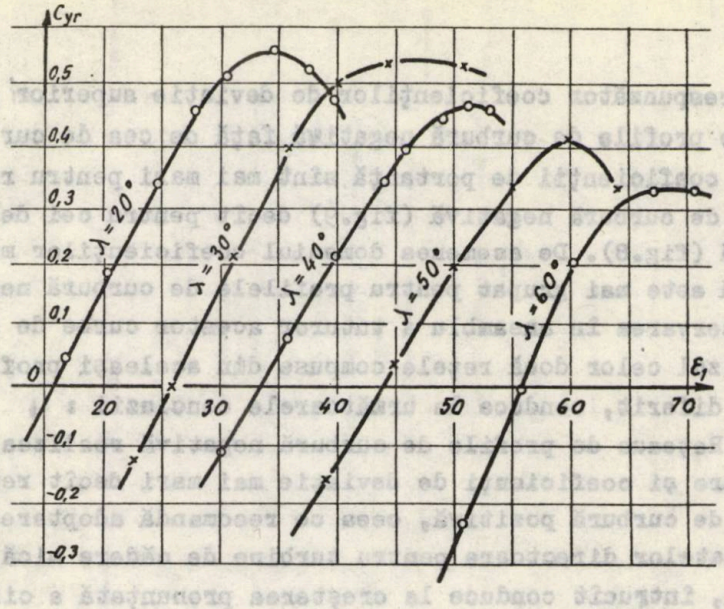


Fig.8. Variaţia coeficientului de portanţă pentru profile de curbură pozitivă

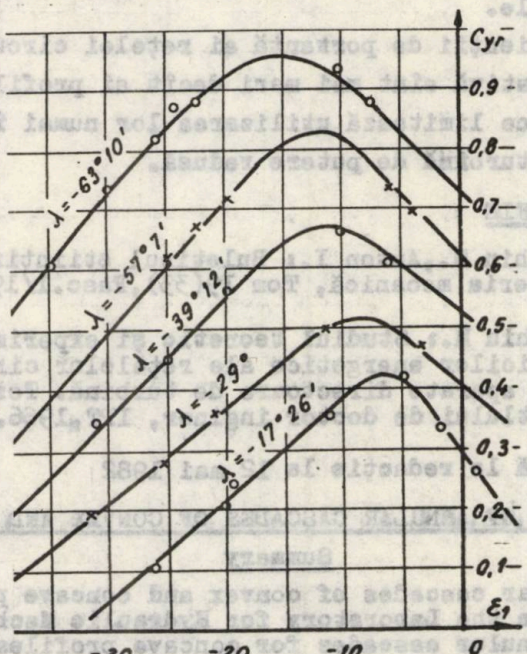


Fig.9. Variaţia coeficientului de protanţă pentru profile de curbură negativă

Corespunzător coeficienţilor de deviaţie superioară pentru reţeaua de profile de curbură negativă faţă de cea de curbură pozitivă şi coeficienţii de portanţă sînt mai mari pentru reţeaua de profile de curbură negativă (fig.9) decît pentru cei de curbură pozitivă (fig.8). De asemenea domeniul coeficienţilor maximi de portanţă este mai grupat pentru profilele de curbură negativă.

Observarea în ansamblu a tuturor acestor curbe de funcţionare în cazul celor două reţele compuse din aceleaşi profile dispuse însă diferit, conduce la următoarele concluzii :

1. Reţeaua de profile de curbură negativă realizează deviaţii unghiulare şi coeficienţi de deviaţie mai mari decît reţeaua de profile de curbură pozitivă, ceea ce recomandă adoptarea ei în cazul aparatelor directoare pentru turbine de cădere mică, în cameră deschisă, întrucît conduce la creşterea pronunţată a circulaţiei de la intrare.

2. Pierderile hidraulice au valori apropiate pentru ambele tipuri de reţele.

3. Coeficienţii de portanţă ai reţelei circulare de profile de curbură negativă sînt mai mari decît ai profilului de curbură pozitivă ceea ce limitează utilizarea lor numai în cazul aparatelor directoare de turbină de putere redusă.

BIBLIOGRAFIE

1. Gheorghiu M.,Anton I.: Buletinul ştiinţific şi tehnic al IPT, Seria mecanică, Tom 19(33),Fasc.1/1974.

2. Gheorghiu M.: Studiul teoretic şi experimental al caracteristicilor energetice ale reţelelor circulare de profile pentru aparate directoare de turbină. Teză pentru obţinerea titlului de doctor inginer, IPT,1966.

Primită la redacţie la 12 mai 1982

THE STUDY OF ANNULAR CASCADES OF CONVEX AND CONCAVE PROFILES

Summary

The annular cascades of convex and concave profiles have been investigated in the Laboratory for Hydraulic Machines. The results showed that annular cascades for concave profiles assure higher deviations and lift coefficients than the same annular cascades of convex profiles.

cilindrului se compune din două porţiuni : de formare şi de finisare. Pe porţiunea de finisare calibrul este tăiat cu pas constant şi are profilul semibilei. Raza profilului calibrului R se determină luînd în considerare binomul de dilatare termică a semifabricatului

$$R = (1{,}olo \ldots 1{,}ol4)\, r$$

unde r reprezintă raza bilei în stare rece.

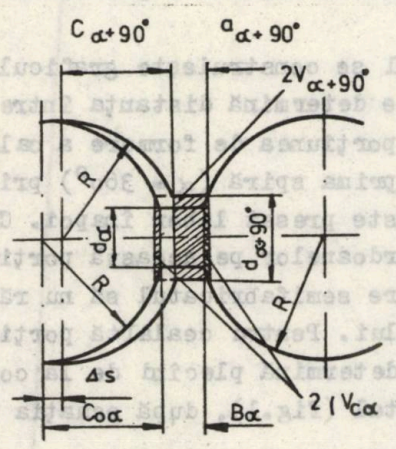


Fig.2 Determinarea lungirii codiţei după o rotaţie de 9o°

Profilul porţiunii de finisare se determină de asemenea din lăţimea cordonului adoptată cu aprox.(o,1...o,15)d, în care d reprezintă diametrul bilei laminate.

După cum am menţionat, porţiunea de finisare se taie cu pas constant :

$$t_o = 2R + a \qquad (1)$$

în care t_o reprezintă pasul calibrului ;

R - raza calibrului ;

a - lăţimea cordonului.

Desfăşurarea calibrului, convenţional se măsoară în grade de desfăşurare a elicei calibrului. Pentru începutul calibrului (0°), este luat centrul razei calibrului situat pe dreapta ce trece în lungul părţii frontale a calibrului. Lungimea totală a calibrului (α) variază în limitele $117^\circ \ldots 135^\circ$. In cazul nostru s-a adoptat 108°. De aceea lungimea porţiunii de finisare se adoptă $\alpha = 81^\circ$ (inclusiv 27° faţă de punctul O al calibrului corespunzător începutului cordonului). Desfăşurarea diferită a porţiunii de formare de la o spiră la o spiră şi jumătate ($\alpha = 54^\circ \ldots 36^\circ$) se alege pornind de la consideraţia că la o porţiune lungă a calibrului de formare se micşorează intensitatea de reducere a semifabricatului iar ca rezultat se îmbunătăţesc condiţiile de prindere, dar eforturile pe cilindri şi puterea consumată de către motor

cresc. Odată cu micşorarea lungimii calibrului creşte intensitatea reducerii ceea ce duce la creşterea uzurii cilindrilor.

Avînd în vedere că diametrul cilindrilor, pe motive de rezistenţă, este mai mare decît cel corespunzător, pentru bila de 2o mm, am fost nevoiţi să utilizăm un unghi de înfăşurare a elicei calibrului mai mic ($1o8o^o$) decît cel minim recomandat ($117o^o$). Aceasta însă nu influenţează desfăşurarea normală a procesului de laminare.

Pe baza datelor adoptate iniţial se construieşte graficul de creştere a înălţimii cordonului şi se determină distanţa între cordoane h_α în direcţia radială pe porţiunea de formare a calibrului din $9o^o$ în $9o^o$ de rotire. Pe prima spiră ($\alpha = 36o^o$) prin reducerea semifabricatului metalul este presat liber înapoi. Ca rezultat al acestui fapt, lăţimea cordoanelor pe această porţiune se stabileşte astfel încît la reducere semifabricatul să nu rămînă în urmă faţă de cordonul cilindrului. Pentru cealaltă porţiune a calibrului lăţimea cordoanelor se determină plecînd de la condiţia de constanţă a volumului de metal (fig.1), după ecuaţia :

$$a_{\alpha-36o^o} = \frac{V_\alpha + V_{c\alpha} - 36o^o + \pi R^2(t_o - 2C_\alpha - 36o^o) - V_{total}}{d^2} \cdot$$

$$\cdot \pi\left(R^2 - \frac{\alpha - 36o^o}{8}\right) \qquad (2)$$

în care :

$$V_\alpha = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{a_\alpha}{2} \; ; \quad V_{c\alpha} = \pi \cdot C_\alpha \left(R^2 - \frac{C^2_\alpha}{3}\right)$$

$$C = \sqrt{R^2 - (R - h_\alpha)^2} \; ; \quad V_{total} = \frac{4}{3}\pi R^3 + \frac{\pi d^2_\alpha}{4} \cdot a_\alpha$$

Conform acestor relaţii determinăm lăţimea cordonului în porţiunea de formare din $9o^o$ în $9o^o$ de rotire a axei cilindrilor, dînd înălţimea cordonului în graficul prezentat în figura 4. Rezultatele calculelor sînt prezentate în tabelul din aceeaşi figură.

Pentru evitarea formării de suprapuneri şi pojghiţe trebuie să se precizeze lăţimea cordonului în aceste porţiuni ale calibru-

lui. Plecînd de la condiţia constanţei volumului de metal redus de către cordoane (fig.2) se determină lungimea codiţei (b_α) şi diferenţa $a_\alpha - b_\alpha$ care caracterizează prezenţa plusului de metal între cordoane

$$b_\alpha = \frac{2 V_\alpha + 90^o - 2(V_{c\alpha} - V_{c\alpha} + 90^o)}{\frac{\pi d_\alpha^2}{4}} \qquad (3)$$

Din rezultatele calculului s-a observat că de la începutul porţiunii de formare a calibrului pînă la capătul său, lăţimea cordonului se măreşte mai repede decît se lungeşte codiţa. Ca urmare, semifabricatul ce se reduce este mai strîns pe cordon încît nu se pot forma suprapuneri.

Cunoscînd lăţimea cordonului pe întreaga porţiune de formare a calibrului se determină abaterea S şi pasul t al calibrului cu relaţiile :

$$S_\alpha = t_o - 2 C_\alpha - a_\alpha \qquad (4)$$

$$t = t_o - \frac{S_{\alpha + 90^o} - S_\alpha}{90^o} \cdot 360^o \qquad (5)$$

Pasul obţinut pe cale analitică se corectează după datele din cartea maşinii pe care se execută calibrarea cilindrilor.

Laminarea bilelor se poate realiza pe cilindri cu un început sau cu mai multe începuturi. Cu cît se utilizează mai multe începuturi cu atît viteza de laminare este mai mare la acelaşi diametru mediu şi aceeaşi turaţie a cilindrilor. In cazul nostru, pentru simplificare s-au efectuat probele de laminare pe cilindrii cu un început de calibru urmînd ca pe viitor să se treacă la laminarea pe cilindri cu 2,3 şi 4 începuturi de calibre în scopul utilizării integrale a capacităţii instalate şi măririi productivităţii laminorului.

Procedeul de obţinere a bilelor metalice prin laminare reprezintă un mare progres pentru producţia de bile, datorită reducerii consumului de metal, îmbunătăţirii calităţii bilelor, creşterii substantiale a productivităţii muncii şi eliminarea proce-

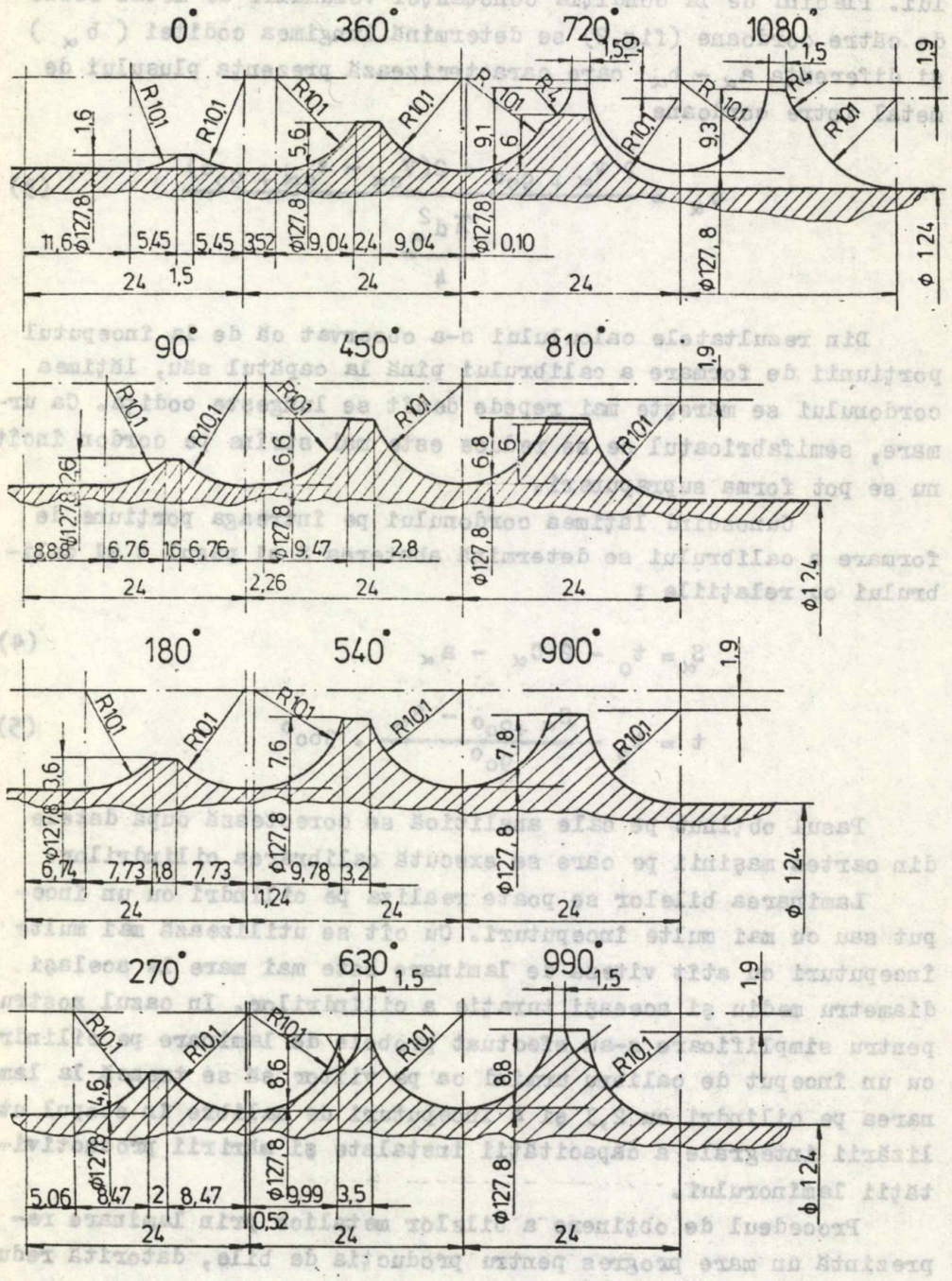
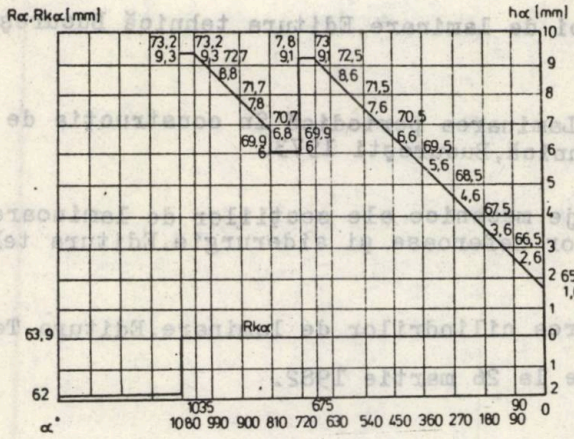


Fig.3 Sabloanele calibrului în trepte de 90°



α°	hα [mm]	do c [mm]	R α [mm]	σα [mm]
0	1,6	17	65,5	1,5
90	2,6	15	66,5	1,6
180	3,6	13	67,5	1,8
270	4,6	11	68,5	2,0
360	5,6	9	69,5	2,4
450	6,6	7	70,5	2,8
540	7,6	5	71,5	3,2
630	8,6	3	72,5	3,5
675	9,1	2	73	
720	9,1	2	73	
	6		69,9	
810	6		69,9	
	6,8		70,7	
900	7,8		71,7	
990	8,8		72,7	
1035	9,3		73,2	
1080	9,3		73,2	

Fig.4 Variaţia înălţimii cordonului şi tabelul centralizator

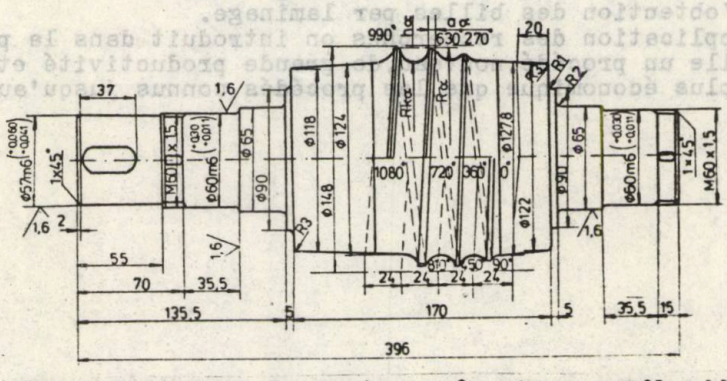


Fig.5 Cilindrul de laminare în stare calibrată

deelor manuale, comparativ cu procedeele utilizate pînă în prezent. De asemenea, investiţiile necesare pentru aplicarea noii tehnologii sînt mult mai reduse, scurtîndu-se prin aceasta şi durata de amortizare. Aplicarea pe scară industrială la noi în ţară a rezultatelor acestor cercetări duce în final la eliminarea completă a importu - lui de bile, realizîndu-se o însemnată economie în lei valută.

BIBLIOGRAFIE

1. Sor A.R., Procese noi de laminare. Editura tehnică Bucureşti 1962.

2. Smirnov V.S., ş.a., Laminarea periodică în construcţia de maşini, Editura Tehnică, Bucureşti 1973.

3. Korolev A.A., Utilaje mecanice ale secţiilor de laminoare din metalurgia metalelor neferoase şi siderurgie. Editura tehnică Bucureşti 1976.

4. Neumann H., Calibrarea cilindrilor de laminare. Editura Tehnică, Bucureşti, 1970.

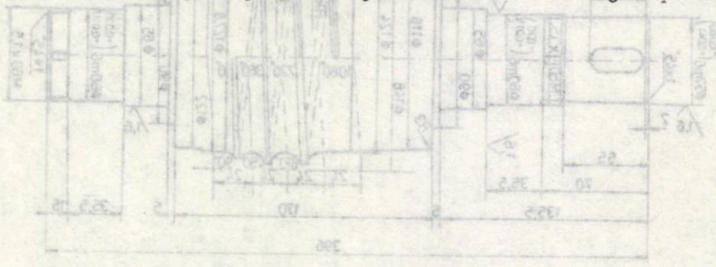
Primită la redacţie la 26 martie 1982.

INSTALLATION ET TECHNOLOGIE DE LAMINAGE DES BILLES À CHAUD

Résumé

L'ouvrage traite les recherches effectuées dans l'Institut d'enseignement supérieur Hunedoara finalisées par la conception d'une installation originale de laminage à chaud et d'une technologie d'obtention des billes par laminage.

Par application des recherches on introduit dans la pratique industrielle un procédé nouveau, de grande productivité et beaucoup plus économique que les procédés connus jusqu'au présent.



Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27 (41) MECANICA 1982

ASPECTE PRIVIND TRANSFORMARILE DIN MATERIALELE PISTOANELOR MOTOARELOR CU ARDERE INTERNA

Sporea I., Mărcuşanu A.

1. Introducere

Din cauza forţelor care iau naştere între piston şi cilindru, apar vibraţii ale cilindrilor ceea ce condiţionează ca jocul diametral în stare rece să nu depăşească o,ool D în cazul motoarelor cu aprindere prin scîntei. Se caută deci un joc diametral "optim" care să evite pierderile de ulei, scăpările de gaze spre carter şi gripările şi să limiteze zgomotul [1]. Aceste deziderate se pot realiza de aliajele cu baza aluminiu prin aplicarea unor tratamente [1], [2] [3], fie în stare lichidă, fie în cea solidă.

2. Studiul influenţei temperaturii asupra proprietăţilor aliajelor cu bază aluminiu.

Pistoanele motoarelor cu ardere internă ajung să funcţioneze la temperaturi de peste 350°C [1], temperatură ce se găseşte la nivelul curbelor de variaţie a solubilităţii elementelor de aliere în aluminiu. Acest lucru va conduce implicit la apariţia fenomenelor de dizolvare (starea recoaptă) sau precipitare (stare călită) a fazelor durificatoare [4].

3. Studii şi încercări de laborator.

Incercările şi studiile recente au scos în evidenţă faptul că aliajele de tip silumin şi în cadrul acestora cele cu aproximativ 12 % Si; 1,2 % Cu; 1 % Mg, şi cu mai puţin de 1,3 % Ni şi o,7 % Fe [2] au o pondere însemnată la turnarea pistoanelor. Datorită acestui fapt în lucrare se prezintă studiile efectuate pe unele aliaje (tab.1) comparativ cu aliajul "Y" - tip A (des utilizat).

Din încercările efectuate, în stările turnat şi călit, a reieşit că după o încălzire la temperatura de 325°C durităţile devin

sensibil egale pentru ambele stări. Aliajele cu conţinut de Ni pă-

Aliajele studiate şi proprietăţile mecanice obţinute. Tabelul 1

Aliajul	Compoziţia chimică [%]					Modificaţia	Duritatea [HB]			Contracţia după menţinere [%]
	Si	Cu	Mg	Ni	Mn		Iniţial	După încălzire la 325°C	După menţinere de 8h	
A	0,5	4,3	1,5	2,0	-	N_2	115 /130	76/105	67/74	3,13 /6,30
B	12	1,2	1,0	<1,3	-	N_a	98/125	88/96	66/69	2,14 /4,32
C	12,3	0,85	0,85	-	0,85	P	93/130	80/82	66/64	0,12/3,58
D	9,2	1,1	0,75	-	0,30	S	94/120	83/87	65/63	0,44/3,68

x) Valorile de la numărător sînt pentru starea turnată, iar cele de la numitor pentru starea călită.

trează mai bine proprietăţile iniţiale obţinute în stare călită, posedă însă valori de contracţie liniară mai mari decît celelalte.

Din reprezentarea (fig.1) variaţiei alungirii probelor cu temperatura reiese că aliajele cu Ni au, de asemenea, o alungire absolută mai mare decît celelalte, în stare călită, în toate cazurile

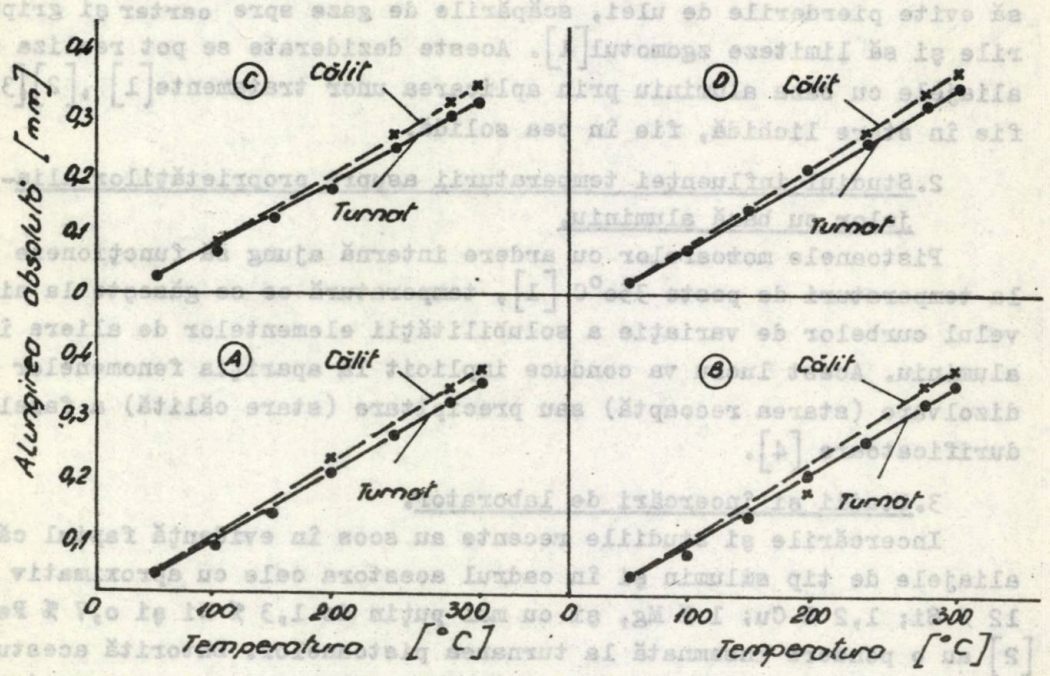


Fig.1. Alungirea probelor funcţie de temperatura de încercare.

se obţin alungiri mai mari decît în stările turnate [5].

4.Concluzii

Din încercările teoretice şi experimentale efectuate de mai mulţi cercetători [2], [3], [4], [5], reiese faptul că:

1. Pistoanele motoarelor cu ardere internă sînt supuse în timpul funcţionării unor cicluri termice care conduc la încălzirea diferenţiată a acestora în direcţiile longitudinală şi transversală.

2.Pistoanele vor suferi procesul de separare a fazelor durificatoare şi apoi dizolvare în soluţia solidă α, cu atît mai intens cu cît aliajul conţine mai multă soluţie solidă preeutectică şi temperatura de regim va fi mai mare.

Pe această bază se vor reduce proprietăţile mecanice [3], [4] lucru constatat şi în [2].

In sprijinul cercetărilor şi afirmaţiilor proprii vin şi cercetările publicate în [5] de către firma Mahle (firmă care elaborează cantităţi anuale uriaşe de pistoane), din care se desprinde foarte clar că: odată cu creşterea temperaturii de funcţionare a pistoanelor se atenuează puternic proprietăţile mecanice iniţiale (la rece) ajungîndu-se, de exemplu, pentru aliajele de tip eutectic tratate termic (durificate prin precipitare artificială) şi cele netratate, ca la temperaturi în jur de 260°C să se obţină valori ale rezistenţei la rupere de numai 7...9 daN/mm^2 în cazul ambelor stări: iniţiale ale pistoanelor, tratate termic (călite) şi netratate (turnate).

3. Din analiza fig.1 reiese că aliajele tratate termice obţin un joc termic mai mare datorită transformărilor de fază (punere în soluţie la încălzire, precipitarea fazelor durificatoare la încălzire şi apoi la răcire).

4. Pistoanele din aliaje capabile a suferi fenomenul de durificare prin precipitare trebuie fie să nu se trateze termic (călire), fie să se supună recoacerii de omogenizare.

5. Considerăm necesară modificarea punctului de vedere (deci şi STAS) după care "calitatea" pistoanelor la temperatura de regim este apreciată de calitatea acestora la temperatura ambiantă.

6. Ţinînd cont de temperaturile la care are loc dizolvarea fazelor durificatoare considerăm necesară: elaborarea şi apoi încercarea unor aliaje care să conţină elemente care ridică temperatura curbelor de variaţie a solubilităţii acestora în aluminiu (şi poate cantitatea) cu toate că această concluzie contravine principiilor actuale de aliere în vederea obţinerii unei rezistenţe mecanice cît mai mari la temperatura ambiantă.Sigur, afirmaţia presupune determinarea obligatorie a rezistenţelor mecanice a acestor aliaje pentru gama de temperaturi 150...350°C.

7. Dacă se are în vedere şi faptul[1]că unele tipuri de motoare ajung să obţină pe pistoane temperaturi de regim de pînă la 5oo°C, în acestă situaţie devine mai mult decît obligatorie reconsiderarea principiilor care stau la baza alegerii tehnologiilor de fabricare a pistoanelor cu bază aluminiu.

8. La baza alegerii şi stabilirii compoziţiei chimice(a cantităţii şi naturii elementelor de aliere) a aliajelor cu baza aluminiu, destinate turnării pistoanelor trebuie să stea în primul rînd nu criteriul de rezistenţe mecanice la rece ci la cald. Aceasta ar mări stabilitatea dimensională a pistoanelor ceea ce ar reduce valorile jocului radial încă de la proiectare. Criteriile respective ar permite creşterea substanţială a fiabilităţii pistoanelor, reducerea consumului de carburanţi, simplificarea tehnologiilor de fabricaţie, în principal, în privinţa tratamentelor termice de durificare prin precipitare.

BIBLIOGRAFIE

1. Raica T. Construcţia şi calculul motoarelor cu ardere internă. Partea a II-a.Lit.Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1977.

2. Kohnert H.I.KolberwerkStoffe und ihre Entwicklungstendenzen. Mahle Kolloquium, Mai 1973 Bad Connstatt Stuttgart,R.F.G.

3. Sporea I.ş.a. Cercetări teoretice şi experimentale cu privire la înlocuirea aliajelor pentru pistoane. Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P."T.V." Timişoara Tom 7 (21) Volum special 1962 pag. 171...175.

4. Sporea I.ş.a. Influenţa temperaturii şi timpului de încălzire asupra coeficienţilor de dilatare a aliajelor de aluminiu. Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P."Traian Vuia" Timişoara,Tom 8 (22) Faşc.2,1963.

5. Sporea I.ş.a. Studii privind stabilirea efectului de tratament termic la piesele turnate din aliaje de aluminiu. Metalurgia,19 (1967),nr.1, Bucureşti,pag.11...15.

Primită la redacţie la 16 aprilie 1982

SUR LES ASPECTS DES TRANSFORMATIONS DES MATERIAUX AUX PISTONS DES MOTEURS THERMIQUES

Résumé

Dans le travau on montre l'inutilité du traitement thermique des pistons des moteurs,parceque dans le fonctionnement on atteint des températures de 35o°C qui annulent l'effect du traitement et augmente le jeu au froid.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

ASUPRA POSIBILITATILOR DE TIPIZARE A PROFILULUI CARAMIZILOR CU CANALE,CE FORMEAZA ECRANELE PERMEABILE DIN CUPTOARELE METALURGICE

Mânea L., Maksay St. *)

Efectul ecranelor refractare permeabile 1 ,de îmbunătăţire a schimbului de căldură din spaţiul de lucru al cuptoarelor de încălzire şi tratamente termic se materializează prin importante reduceri ale consumului de combustibil (21-25%),concomitent cu evacuarea gazelor de ardere la o temperatură cu aproximativ 2oo°C mai coborîtă.

Aplicarea cercetărilor experimentale la scară industrială, cu diferite tipuri de cărămizi cu canale ce formează ecranul refractar permeabil,au condus la alegerea,din cele trei forme încercate,a tipului c,fig.1.

Avînd în vedere că la cuptorul industrial prezentat evacuarea gazelor de ardere are loc prin tiraj natural,s-a impus condiţia iniţială ca pierderile suplimentare de presiune prin străbaterea ecranului refractar să nu depăşească o,35 mm H_2O,cu scopul evitării perturbărilor de tiraj.

Performanţele realizate de cuptor înainte şi după montarea peretelui ecran cu cărămidă de tipul c (fig.1),sînt redate în Tabelul 1,demonstrînd eficacitatea acestui model de cărămidă cu canale,în procesul de schimb global de căldură,de la gazele de ardere la încărcătura tratată termic (cilindrii de laminor).

Pornind de la relaţia

$$Nu = \sqrt[3]{3,66^3+1,61^3} \cdot Re \cdot Pr \cdot d_{ec.}/L \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,11} \quad (1)$$

rezultă coeficientul de schimb de căldură prin convecţie α, numai funcţie de diametrul echivalent al canalelor si nu de forma lor.

*) Institutul de Subingineri Hunedoara
Str.Karl Marx nr. 5
2750 Hunedoara - România

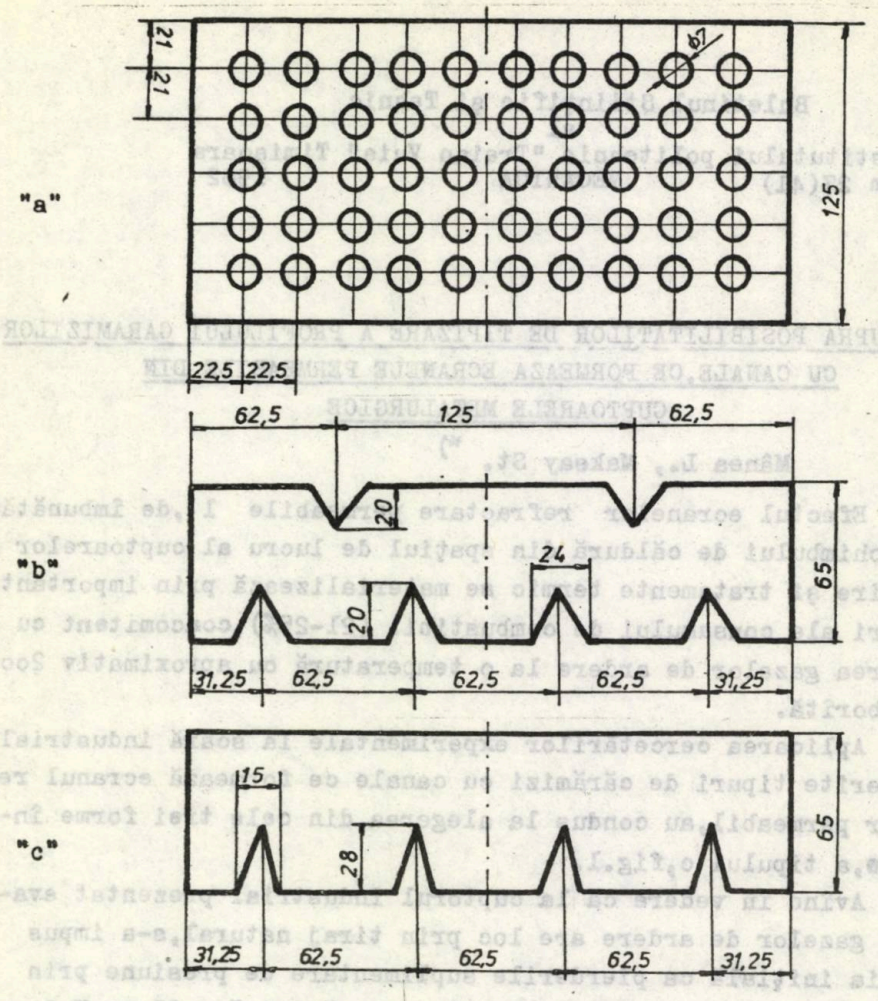


Fig.1 Profilele de cărămizi experimentale industriale

Ori,în acest caz şi forma secţiunii canalului îşi are importanţa sa particulară, ţinînd seama cel puţin de observaţia că o secţiune circulară are perimetrul minim comparativ cu aceeaşi secţiune în profil triunghiular.

Prin urmare schimbul termic între gazele de ardere şi cărămidă este avantajat în cazul cărămizilor cu canale în profil triunghiular.

Numărul canalelor raportat la suprafaţa unitară a ecranului este corelat cu repartiţia cît mai uniformă a cîmpului de temperatură pe suprafaţa radiantă a ecranului, dar este limitat de tehnologia de fabricaţie a cărămizilor.

Din cele trei tipuri de cărămizi prezentate în fig.1, tipul

"a" este cel mai avantajos sub aspect teoretic dar cel mai dificil de realizat tehnologic, procentajul de rebuturi fiind foarte ridicat. Cărămida de tip "b" datorită dispunerii canalelor, prezintă amorse de fisuri la uscare care se accentuează după ardere. Manevrarea acestor cărămizi conduce la pierderi însemnate iar înzidirea devine mai dificilă datorită suprafeţei foarte reduse de legătură.

Ultimul tip ("c",fig.1), caracterizat ca realizînd cel mai redus coeficient de schimb de căldură α (cu cca 12% mai mic decît la tipul "a"), în urma cercetărilor industriale a reieşit a fi cel mai avantajos (tehnologia foarte simplă de fabricare practic fără rebuturi, manevrări fără pierderi şi înzidire simplă).

Tabelul 1

Consumul de gaz metan al cuptorului cu zidărie normală [m^3N/ciclu]	3411	3211	3517	3483	345o
Media [m^3N/ciclu]	3414,4				
Consumul de gaz metan al cuptorului cu ecran [m^3N/ciclu]	2718	2588	2725	2714	2673
Media [m^3N/ciclu]	2683,6				
Reducerea de consum [m^3N/ciclu]	693	623	792	769	777
Reducerea medie procentuală [%]	21,4o				

După cum rezultă şi din curbele de variaţie a coeficientului de schimb termic dintre gazele de ardere şi cărămizile ecranului precum şi din variaţia rezistenţei hidraulice suplimentare a ecranului, precum şi din variaţia rezistenţei hidraulice suplimentare a ecranului,performanţele cărămizilor de tipul "a" şi "c" sînt totuşi foarte apropiate, ceea ce duce la concluzia că tipul "c" de cărămidă întruneşte condiţiile funcţionale şi tehnologice de fabricaţie optime.

In condiţiile modificării cuptoarelor existente de încălzire şi tratament termic prin ecranarea parţială sau totală a pereţi-

lor cu cărămizi permeabile de tipul "c", se va avea în vedere valoarea debitului de gaze de ardere care străbătînd ecranul să realizeze viteze cuprinse în limitele de 1,5-3,5 m/s,astfel coeficientul de schimb termic cu peretele ecran să fie maxim, 3o - 45 W/m^2K,în condiţiile unor pierderi hidraulice de pînă la o,5 mm H_2O.

Datorită simplităţii constructive deosebite a acestui tip de cărămidă şi a realizării unui cîmp uniform de temperatură pe suprafaţă,producţia acestor cărămizi se poate lansa în serie fără a mai necesita calculele termohidrodinamice complexe care au făcut obiectul acestui articol.

Procedeul de amplificare a radiaţiei termice prin ecranarea pereţilor cuptoarelor de încălzire şi tratament cu rezultatele susmenţionate va fi aplicat pe scară largă atît în industria siderurgică cît şi mai ales în industria constructoare de maşini.

BIBLIOGRAFIE

1.Dioszeghy D.,Teoretische und praktische Entwicklung der Flammen forschung,Freiberger Forschungshefte,1964.

2.Nevski A.S.,Teplo i masoperenos,Moskwa,1966.
Primită la redacţie la 4 mai 1982.

SUR LES POSSIBILITÉS DE TYPIFICATION DU PROFIL DES BRIQUES À CANNELURES,QUI FORMENT LES ÉCRANS PERMÉABLES DES FOURS MÉTALLURGIQUES

Résumé

L'ouvrage traite les résultats des recherches industrielles, effectuées dans la Centrale Industrielle sidérurgique de Hunedoara, sur l'optimisation du profil des briques d'écrans réfractaires perméables.

Par l'application des résultate de la recherche on peut équiper les fours à chauffage et les fours de traitement thermique par les écrans perméables typisés,en obtenant une réduction de plus de 2o% de la consommation de combustible.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27 (41) MECANICA 1982

STUDIUL EXPERIMENTAL AL PROCESULUI DE STRUNJIRE PRIN INTERMEDIUL AUTOVIBRATIILOR
Partea I-a

Pop I., Molnar I.

1. Generalităţi

Se ştie că producerea autovibraţiilor este legată în mod direct de stabilitatea poziţiilor de echilibru ale sistemului.

Dacă sistemul este scos din poziţia de echilibru, se creează forţe care produc fie apropierea, fie îndepărtarea lui de această poziţie. In ultimul caz, se spune că poziţia de echilibru este nestabilă, şi atunci, sistemul poate să oscileze cu o amplitudine crescătoare sau să se depărteze monoton de poziţia de echilibru [1], [2].

Forţele generate cînd sistemul este scos din poziţia de echilibru pot fi cauzate de deplasare, de viteză sau de amîndouă. Dacă forţele sînt funcţie de deplasare şi produc îndepărtarea sistemului de la poziţia de echilibru se spune că sistemul este static nestabil. Forţele care depind de viteză şi care produc îndepărtarea de la poziţia de echilibru static, tind spre nestabilitatea dinamică [4].

Una din cauzele esenţiale ale apariţiei autovibraţiilor la aşchierea metalelor este întîrzierea forţelor de aşchiere în raport cu mărimile ce caracterizează sistemul mecanic. De exemplu, anumite cauze fizice, micşorează secţiunea aşchiei, cauză care provoacă micşorarea forţei de aşchiere, şi ca urmare a ultimului efect, se modifică mărimea forţei de frecare. Un astfel de sistem autoscilant se numeşte sistem închis.

2. Cauza întîrzierii forţelor la aşchierea metalelor

La detaşarea unei aşchii A (Fig.1), în apropierea tăişului "m" a cuţitului S, apare o fisură "mgf". In procesul de aşchiere a metalelor ţinînd seama de proprietăţile elastice şi plastice, de durificarea şi de fragilitatea materialului de prelucrat, apariţia periodică a fisurii "mgf" este inevitabilă. Pentru explicarea

mecanismului de apariţie a fisurilor amplasate în faţa tăişului, se va lua în considerare un element de aşchiere "mbdf" (Fig.2). Suprafeţele înclinate "mb" şi "fd", care limitează stratul coincid cu suprafeţele tangenţiale maxime. In acest caz stratul "mbdf" este în echilibru sub acţiunea următoarelor tensiuni : normale σ_1 şi σ_2 şi tangenţiale τ_1 şi τ_2, acţionînd asupra stratului pe suprafeţele "mb" şi"fd", precum şi a tensiunilor normale de întindere σ_3 şi a celei de forfecare τ_3, care acţionează pe suprafaţa "mf".

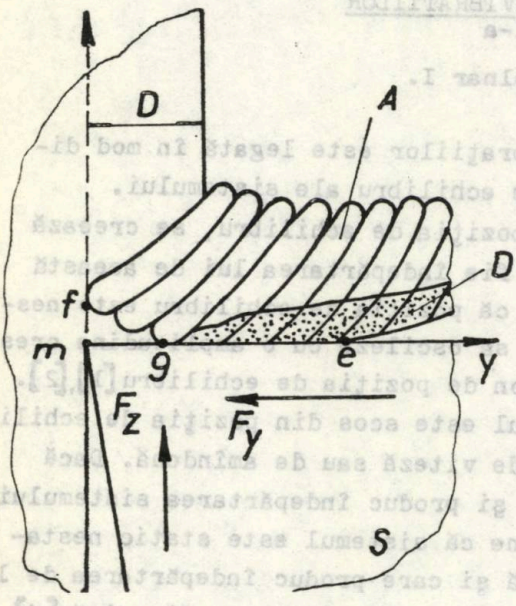


Fig.1. Formarea elementelor de aşchiere.

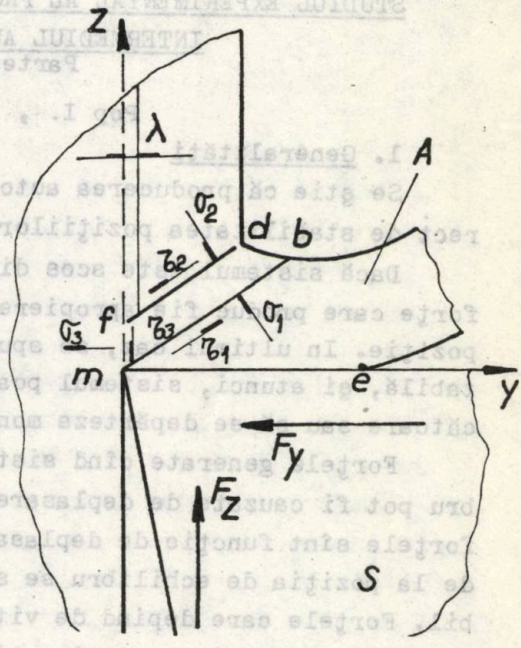


Fig.2. Tensiunile exercitate pe un element de aşchiere.

Deformaţiile de compresiune şi de forfecare ale stratului "mbdf" în direcţiile σ_1, σ_2, τ_1 şi τ_2 sînt însoţite de o deformaţie de alunecare în planul oz. Dacă tăişul "m" al cuţitului se deplasează în direcţia oz, el acţionează pe o grosime de strat foarte mică, şi atunci, chiar la o deplasare elementară a cuţitului se produce o alunecare relativă mare şi tensiunea tangenţială τ_3 din zona "m" atinge repede limita de curgere, iar apoi pe cea de rupere generîndu-se în acest mod o fisură. In timpul mişcării ulterioare a cuţitului, deformarea punctelor aflate în planul "mf" creşte ca urmare a comprimării stratului "mbdf" ceea ce duce la propagarea fisurii pînă în punctul "f". Drept urmare elementul deformat "mbdf" se foarfecă pe lungimea "mf" şi tensiunea σ_3

dispare în momentul în care lungimea "mf" atinge o anumită valoare critică.

Ca urmare a modificării condiţiilor de echilibrare a elementului "mbdf" după dispariţia tensiunii σ_3, rezistenţa opusă de element la deplasarea în direcţia alunecării faţă de "fd" scade atît de mult, încît deformaţia de compresiune a elementului durificat în prealabil dispare şi prelevarea aşchiei se produce datorită acestei alunecări concomitent cu o strivire locală în triunghiul "fmg" (Fig.1).

In timpul mişcării sculei în direcţia oz, cavitatea se micşorează devenind nulă cînd punctul "m" atinge punctul "f".

Odată cu reducerea cavităţii rezistenţa opusă forfecării creşte şi apar deformaţiile de compresiune, ceea ce constituie începutul deformării elementului următor de aşchie.

3. Construcţia dispozitivului

In vederea stabilirii cu suficientă precizie a spaţiilor de întîrziere a forţei principale F_z, şi a forţei de frecare externă F_y s-a proiectat şi executat un dispozitiv dinamometric echipat cu traductori rezistivi. Construcţia dispozitivului este reprezentată în figura 3. Partea principală a dispozitivului este formată din suporţii 5 şi 7 pe operaţii cărora se lipesc traductorii rezistivi 13.

In secţiune transversală au formă de I şi sînt executaţi din oţel arc. Suportul 5 preia întîrzierile valorice şi de spaţiu

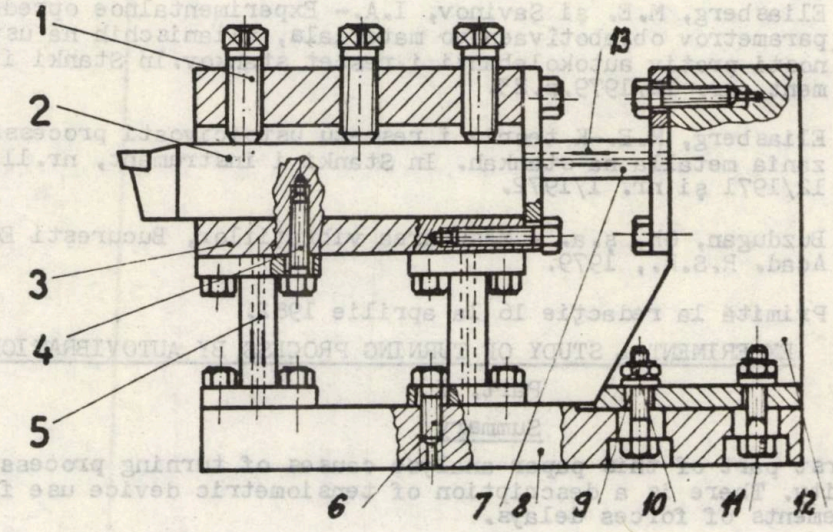


Fig.3.Părţile componente ale dispozitivului

produse de componente F_z, iar suportul 7 pe cele produse de componenta F_y.

Dispozitivul se montează pe sania transversală a strungului prin intermediul plăcii de bază 8, care se potriveşte ca formă şi dimensiuni cu suprafaţa de asamblare a saniei portcuţit.

Pe suporţii 5 se fixează rigid portcuţitul 3 în care se instalează cuţitul 2. Portcuţitul 3 este rezemat suplimentar de consola 12 prin intermediul suportului 7. Suprafeţele de contact între suporţii 5 şi 7 cu cele ale portcuţitului, a consolei şi plăcii de bază sînt rectificate şi executate la un grad de precizie ridicat în scopul asigurării unei rigidităţi de contact cît mai ridicat.

4. Echipamentul de măsurare [3]

In cursul experimentărilor pe lîngă dispozitivul tensometric descris, s-au folosit următoarele aparate electrice : două tensometre electrice tip N 23o1; două alimentatoare tip RFT/NG4 şi un osciloscop cu 12 canale tip 12 LS1, care au permis culegerea şi înregistrarea mărimilor de ieşire, cu multă precizie.

Strunjirea propriu-zisă s-a efectuat pe epruvete executate din trei tipuri de materiale, şi anume : OL37; OLC45 şi FC2oo.

Fixarea epruvetelor se face direct în alezajul conic al arborelui principal şi se reazemă suplimentar cu vîrful păpuşii mobile a strungului. Partea periferică a epruvetei este prevăzută cu lo canale frezate echidistant de-a lungul generatoarei. Prin aceste canale se va asigura încărcarea şi descărcarea succesivă a cuţitului, şi în acest mod, se pot obţine pe oscilogramă un număr corespunzător de cadre.

BIBLIOGRAFIE

1. Eliasberg, M.E. şi Savinov, I.A.- Experimentalnoe opredelenie parametrov obrabotîvaenovo materiala, vlianischih na ustricinosti protiv autokolebanii i rescet stankov. In Stanki i instrument, nr. 12/1979.p.23.

2. Eliasberg, M.E.-K teoria i rescetu ustoicivosti processa rezania metalla na stankah. In Stanki i instrument, nr.11 şi 12/1971 şi nr. 1/1972.

3. Buzdugan, Gh, ş.a. - Măsurarea vibraţiilor, Bucureşti Edit. Acad. R.S.R., 1979.

Primită la redacţie 16 la aprilie 1982.

EXPERIMENTAL STUDY OF TURNING PROCESS BY AUTOVIBRATION

Part. I

Summary

First part of this paper analyse causes of turning process instability. There is a description of tensiometric device use for measurements of forces delays.

Buletinul ştiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27 (41) MECANICA 1982

STUDIUL EXPERIMENTAL AL PROCESULUI DE STRUNJIRE PRIN INTERMEDIUL AUTOVIBRATIILOR
Partea II-a

Pop I. şi Molnar I.

1. Mărimile caracteristice ale procesului autovibrator

Dacă forţa de frecare externă F_y acţionează în direcţia Y asupra cuţitului S fixat elastic, iar forţa principală de aşchiere F_z acţionează în direcţia Z, atunci ecuaţia mişcării perturbate este :

$$m_y \cdot \ddot{y} + c_y \cdot \dot{y} + k_y y = \Delta F_y, \qquad (1)$$

$$m_z \cdot \ddot{z} + c_z \cdot \dot{z} + k_z z = \Delta F_z, \qquad (2)$$

în care : m_y şi m_z ; c_y şi c_z ; k_y şi k_z reprezintă valorile maselor, a coeficienţilor de amortizare şi a constantelor elastice, după direcţiile y şi z ;

- ΔF_y şi ΔF_z - abaterile corespunzătoare a forţelor F_y şi F_z faţă de mărimile lor statice ;

- Δ_y şi Δ_z - abaterile elementare ale coordonatelor y şi z faţă de starea de echilibru.

Presupunînd că în cazul unei perturbaţii Δy, variaţia forţelor ΔF_z şi ΔF_y întîrzie faţă de variaţia Δy, atunci din ecuaţia (1) rezultă că trebuie să se producă o anumită variaţie suplimentară a termenilor conţinînd derivatele $\Delta\ddot{y}$ şi $\Delta\dot{y}$, care să compenseze întîrzierea forţei ΔF_y şi să ducă la variaţia energiei cinetice. Intîrzierea variaţiei forţelor ΔF_z şi ΔF_y duce la acelaşi efect. In acest mod întîrzierea forţelor este analoagă ca efect cu apariţia unor forţe de echilibrare suplimentare, care provoacă oscilaţiile [3].

Ecuaţia întîrzierii forţei F_z faţă de oscilaţia în direcţia y se scrie sub forma :

$$-\Delta F_z(t) = p_y \cdot \Delta y(T - \tau_{Fz}), \qquad (3)$$

iar ecuaţia întîrzierii forţei de frecare F_y este :

$$\Delta F_y(t) = \mu \Delta F_z(t - \tau_{F_y}), \qquad (4)$$

în care : $\Delta F_{z,y}(t)$ este o funcţie de timpul t ; P_y - forţa specifică de aşchiere ce revine unei unităţi a creşterii Δy; μ - coeficientul de frecare exterioară.

2. Incercări experimentale

Pentru determinarea duratei întîrzierii forţei de aşchiere F_z faţă de deplasarea cuţitului în direcţia y, se utilizează curbele de variaţie a forţelor F_y şi F_z înregistrate pe oscilograma, a căror formă generală se prezintă în figura 1,b.

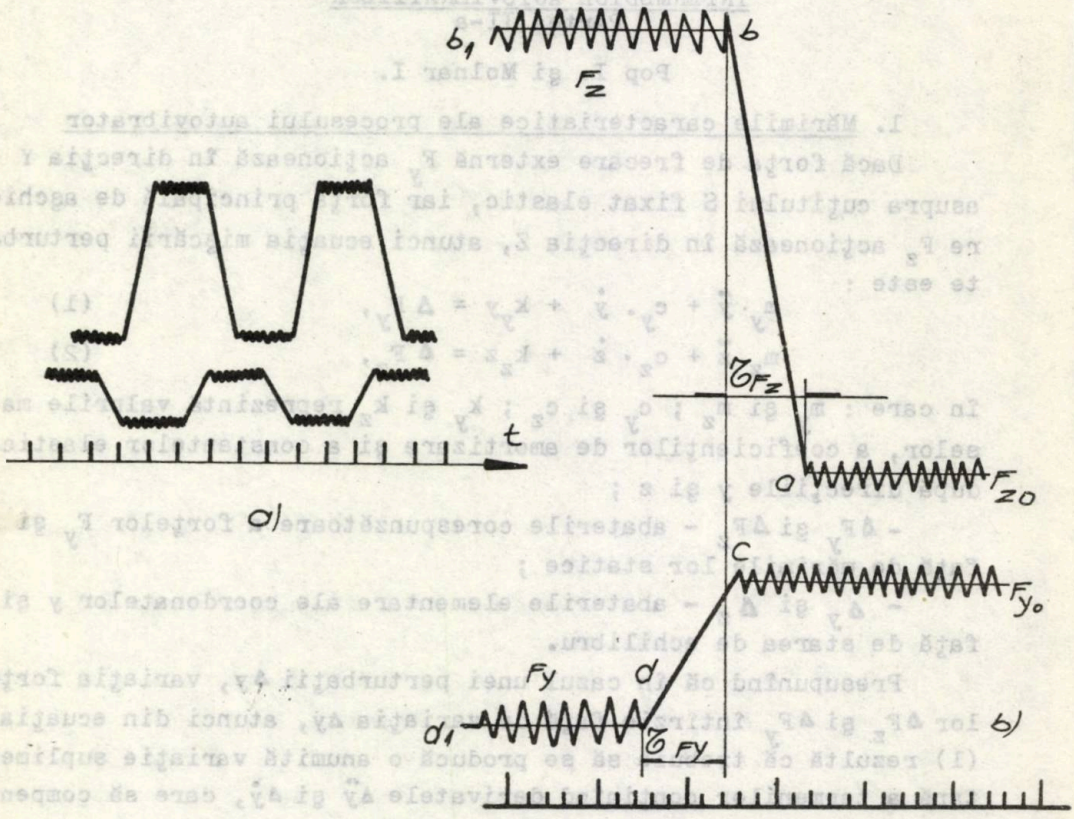


Fig.1. Forma oscilogramelor (a- scara timpului b - variaţia forţei).

In figura 1,a se redă scara timpului iar intervalul τ_{Fz} între punctele a şi b este timpul de încălzire căutat, respectiv intervalul între punctele b şi d este timpul de întîrziere Δ_{Fy}.

Spaţiul de întîrziere în cele două direcţii se poate calcula cu relaţia : $\ell_{Fz} = V. \tau_{Fz}$ (5) şi respectiv $\ell_{Fy} = V. \tau_{Fy}$, (6)

în care : V este viteza deplasării cuţitului în direcţia z.

Valoarea coeficientului de frecare se calculează din raportul :

$$\mu = F_y/F_z \quad . \qquad (7)$$

Analiza oscilogramelor se face în felul următor : Se trasează liniile medii ale valorilor F_z şi F_y, respectiv F_{zo} şi F_{yo}, corespunzătoare trecerii cuţitului prin canale. Prin neglijarea valorilor faţă de valorile medii bb_1 şi dd_1 se ajunge la forma staţionară a oscilogramei. Părţile înclinate ab şi cd, care reprezintă procesul rapid de schimbare a mărimii forţelor F_z şi F_y practic se pot aproxima cu nişte drepte.

Experimentările au arătat că ℓ_{Fz}, ℓ_{Fy} şi μ depind de grosimea aşchiei "a" şi de viteza de aşchiere V. Rezultatele obţinute pe cele trei tipuri de materiale au fost trecute în tabele, iar reprezentarea lor grafică se redă în figurile 2, 3, 4.

Graficele din figurile 2, 3 şi 4 permit alegerea valorilor optime pentru ℓ_{Fz} şi ℓ_{Fy} necesare pentru calculul stabilităţii la autovibraţii, respectiv permit fixarea optimă a lăţimii "b" şi a grosimii "a" a aşchiei, care evită apariţia autovibraţiilor.

Cercetări minuţioase permit întocmirea unor tabele de calcul unde se poate da valorile pentru b_o şi t_o la materialul de referinţă, de exemplu OLC45 corespunzătoare unei grosimi a = o,1 mm, pentru care aşchierea se desfăşoară în mod stabil. Calculul parametrilor de aşchiere pentru alte materiale se face prin intermediul unor astfel de grafice din care rezultă coeficienţii de corecţie ce urmează să înmulţească valorile b_o şi t_o din tabelul de referinţă 1 .

Cu ajutorul coeficienţilor de corecţie, din graficele rezultate în urma experienţelor se obţin valorile intermediare b_o, b_s, b, $b_{F_zF_y}$, b_{F_z/F_y} şi în final lăţimea de aşchiere :

$$b = b_o \cdot b_s \cdot b_\mu \cdot b_{F_z F_y} \cdot b_{F_z/F_y} .$$

In mod anolog, adîncimea maximă de aşchiere rezultă :

$$t = t_o \cdot b_s \cdot b_\mu \cdot b_{F_z F_y} \cdot b_{F_z/F_y} .$$

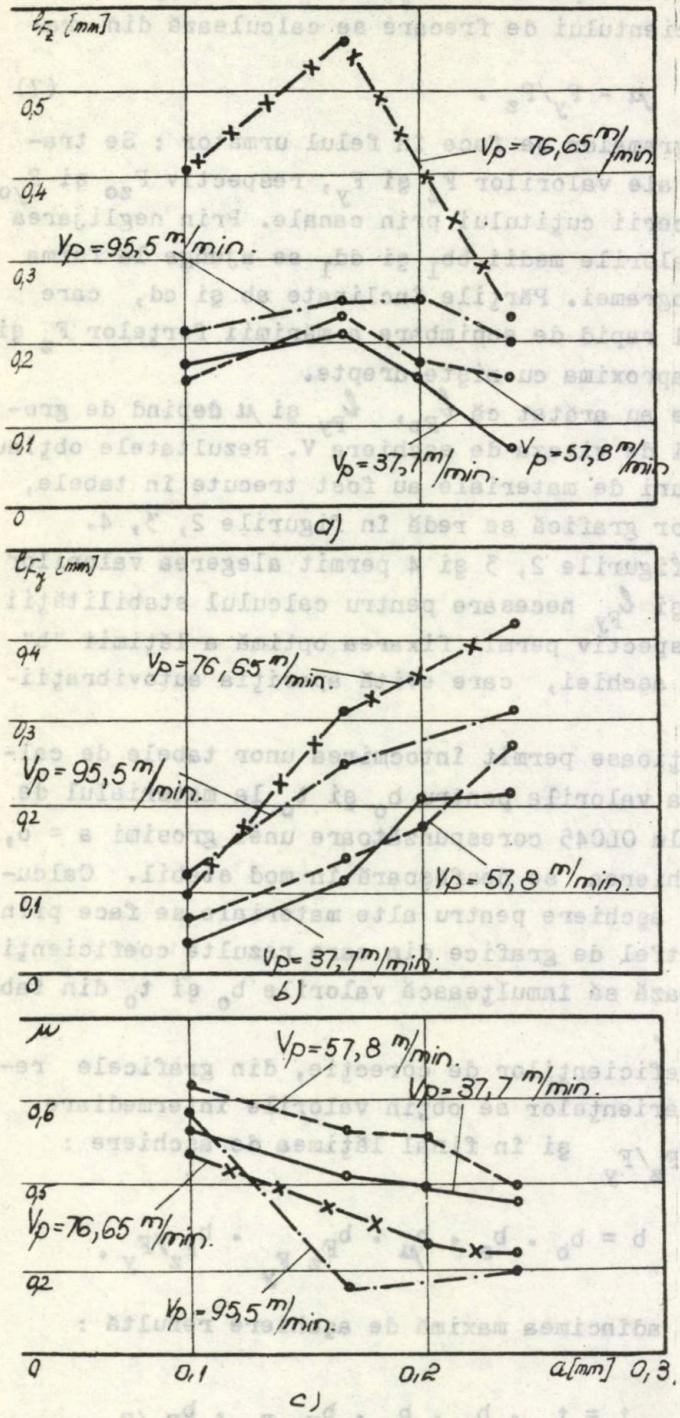


Fig.2. Variaţia întîrzierilor şi a coeficientului de frecare la strunjirea oţelului OL37.

4. Concluzii

Metoda de stabilire a regimului optim de aşchiere la strunjire pe baza stabilităţii procesului de lucru este de importanţă hotărîtoare, atunci cînd se urmăreşte în paralel, atît calitatea suprafeţei de prelucrat cît şi durabilitatea tăişului sculei.

Cu un volum de cercetări experimentale relativ reduse, se poate stabili influenţa diferiţilor factori ai procesului de aşchiere asupra autovibraţiilor.

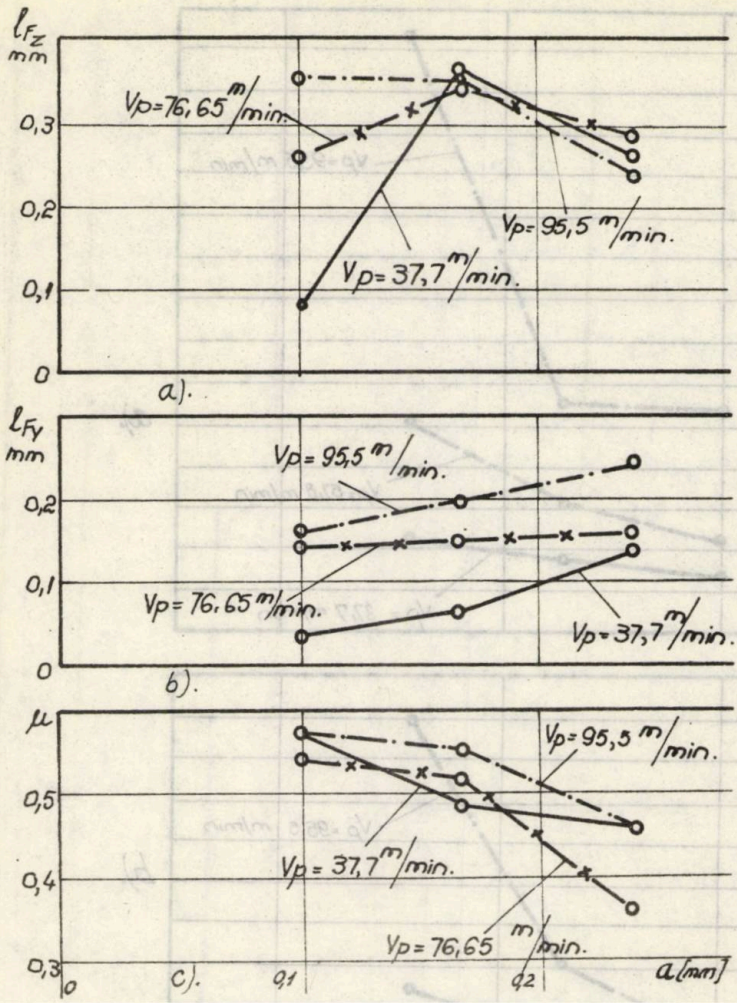


Fig.3. Variaţia întîrzierilor şi a coeficientului de frecare la strunjirea oţelului OLC45.

BIBLIOGRAFIE

1. Eliasberg M.E. - K teoria i rascetu ustoicinosti procesa rezania metalla na stankah. In Stanki i instrument, nr. 11/1971, nr. 12/1971 şi nr. 1/1972.
2. Pop I, ş.a. Studiul experimental al procesului de strunjire prin intermediul autovibraţiilor. Partea I-a. In lucrările celei de a IV-a Conferinţă din domeniul Proceselor şi utilajelor de prelucrare la rece. Timişoara, nov. 1981.
3. x x x - Extrase din lucrările prezentate la cea de a II-a Conferinţă de vibraţii în construcţia de maşini, Timişoara, 1978.

Primită la redacţie la 16 aprilie 1982.

EXPERIMENTAL STUDY OF TURNING PROCESS BY AUTOVIBRATION
Part II-

Summary

Presentes the rezults of experiments with three kinds of materials, two steels and one cost iron. These rezults allow determination of parameters numerical volues which makes the turning process free of vibration.

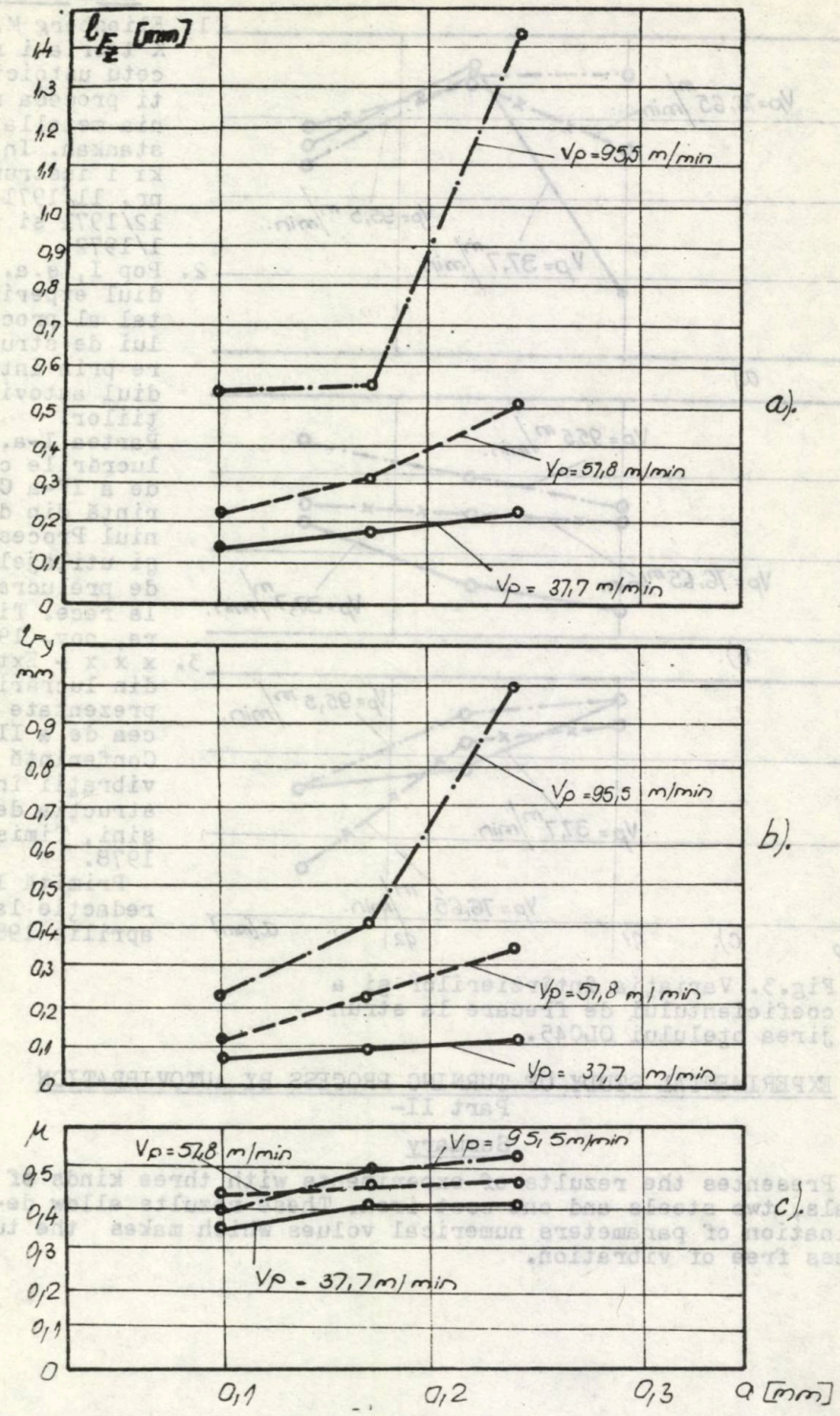


Fig.4. Variaţia întîrzierilor şi a coeficientului de frecare la strunjirea fontei Fc 2oo.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

MAGNIBUS 02 - FRINAREA MECANICA

Muntean Gl.

1. Noţiuni generale.

Tinînd seama de particularităţile constructive ale acestui vehicul, faţă de vehiculele clasice cu roţi pe şine, se consideră că pentru realizarea frînărilor de serviciu cît şi a celei de urgenţă (în cazul întreruperii curentului la linia de contact) este indicată frînarea cu patine laterale care să acţioneze asupra căii din ambele părţi, ca un cleşte. Acţionarea patinelor se preconizează a fi pneumatică cu cîte trei cilindrii de frînă pe fiecare patină de frînare. Pentru ca în timpul mersului frînat vehiculul să aibă stabilitatea necesară, pe fiecare boghiu se vor monta cîte patru patine de frînare, două pe o parte şi două pe partea opusă faţă de axa căii.

2. Determinarea caracteristicilor de frînare.

Prin caracteristici de frînare se înţelege variaţia cu viteza a forţei de frînare, a decelerăţiei şi a spaţiului de frînare.

2.1. Calculul forţei de frînare.

Acceptînd pentru o frînare de urgenţă o decelerăţie medie de $d = 2\ m/s^2$, forţa de frînare necesară învingerii inerţiei maselor în mişcare se calculează cu relaţia:

$$F_f = m.d = \mu \sum K \qquad (1)$$

în care:

m este masa vehiculului, în kg ;

d - decelerăţia medie, în m/s^2 ;

μ - coeficientul de frecare dintre patinele de frînare şi cale;

$\sum K$ - suma forţelor de apăsare a patinelor asupra căii.

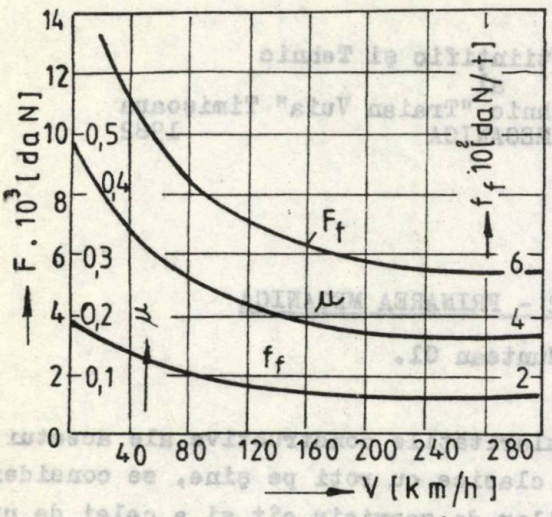


Fig.1. Caracteristicile de frînare.

Forţa necesară a fi dezvoltată la tija pistonului unui cilindru de frînă este:

$$F_c = \frac{\sum K}{8.3} = \frac{32.000}{24} =$$

$$= 1333 \text{ daN}$$

Forţa specifică de frînare, raportată la una tonă din masa vehiculului, este:

$$f_f = \frac{F_f}{G} \text{ daN/t} \qquad (2)$$

Cu relaţia (2) s-a trasat caracteristica de frînare pentru Magnibus-02, figura 1.

2.2. Calculul decelerației de frînare

Decelerația reală, variabilă, realizată în timpul frînării, se calculează cu relaţia :

$$d = \frac{dV}{dt} = \frac{g}{1000}(f_f + r_a) \text{ m/s}^2 \qquad (3)$$

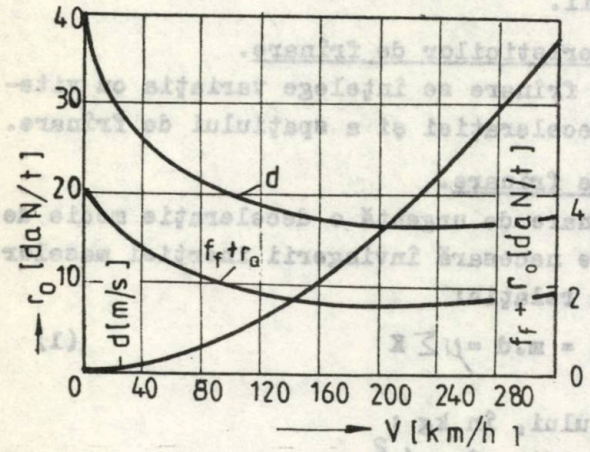


Fig.2. Caracteristica acceleraţiilor.

în care:

g este acceleraţia gravitaţională;

f_f - forţa specifică de frînare;

r_a - rezistenţa specifică datorită aerului.

Rezistenţa specifică datorită frecării vehiculului cu aerul, este:

$$r_a = \frac{R_a}{G} \text{ daN/t} \qquad (4)$$

în care: R_a este rezistenţa totală a aerului şi se determină din expresia:

$$R_a = (2,536 + 168.C_f).0,645\ v^2 \qquad (5)$$

Cu relaţiile (3) şi (4) s-au trasat diagramele din figura 3.

2.3. Calculul spaţiului de frînare.

Ţinînd seama de variaţia cu viteza a forţei de frînare, pentru determinarea spaţiului real de frînare se împarte gama de viteze de la zero la 300 km/h în intervale de viteză $\Delta V = 10$ km/h, pentru care se definesc intervalele de spaţiu parcurse de vehicul.

Calculele se efectuează cu relaţia :

$$S_f = C.\frac{V_{k+1}^2 - V_k^2}{(f_f + r_a)_{k,k+1}} \qquad (6)$$

în care:

V_k şi V_{k+1} reprezintă viteza vehiculului la începutul, respectiv sfîrşitul intervalului ΔV, ales;

$$C = \frac{1000}{2\,\xi} = \frac{1000.1000}{2,9,81.360^2}$$

$= 3,93 = const.$

ξ - acceleraţia specifică.

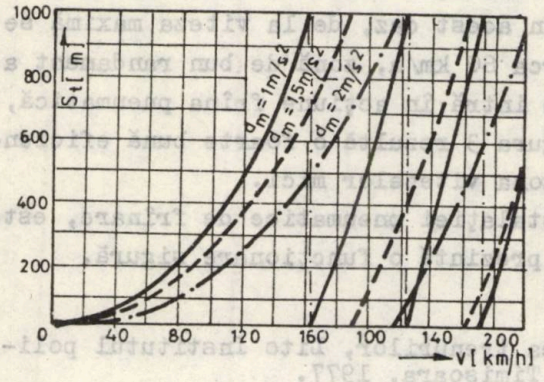


Fig.3. Drumul de frînare.

Cu relaţia (6) s-au trasat diagramele din figura 3.

3. Concluzii

Analizînd diagramele din figurile 1...3 se pot trage următoarele concluzii:

- Coeficientul de frecare dintre patina de frînare şi cale, la utilizarea maselor plastice indigene ca piesă de uzură, are valori suficient de mari şi variază puţin cu viteza de circulaţie, figura 1.

- Forţa de frînare realizată prin frîna cu aer comprimat nu variază sensibil cu viteza de circulaţie (fig.1), fenomen ce are influenţe pozitive la frînarea vehiculului.

- Instalaţia de frînare poate realiza o decelerаţie suficient de mare şi care nu variază mult cu viteza de circulaţie, figura 2.

- Spaţiul de frînare de circa 2000 m de la viteza iniţială de 300 km/h (fig.3), se consideră bun, ţinînd seama că frînarea

se realizează cu o decelerație $d_m = 2\ m/s^2$, admisă ca valoare spre limita maximă, ținînd seama de frînarea de urgență care se necesită în situații rare în timpul exploatării și anume, în cazurile excepționale, cînd se întrerupe curentul de alimentare la motoarele electrice liniare de tracțiune.

Pentru sporirea confortului și în cazul frînărilor de urgență se recomandă decelerații la frînare de valori mai mici. Din figura 3 rezultă că la o decelerație medie $d_m = 1\ m/s^2$ spațiul pe care se oprește vehiculul este de circa 3500 m, în schimb confortul călătorilor crește substanțial.

- Instalația de frînare pneumatică în cazul vehiculului MAGNIBUS-02, se utilizează în condiții normale, în combinație cu cea electrică recuperativă. In acest caz, de la viteza maximă se frînează electric pînă la circa 80 km/h, zonă de bun randament a frînării electrice, după care intră în acțiune frîna pneumatică, ca frînă de serviciu. Din figura 3 rezultă o foarte bună eficiență a frînării pneumatice în zona vitezelor mici.

- Modelul mecanic al instalației pneumatice de frînare, este simplu, ușor de construit și prezintă o funcționare sigură.

BIBLIOGRAFIE

1. Muntean G., Tracțiunea trenurilor, Lito Institutul politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1977.

2. Inozemțev B.G., Tormoza jelesnodorojnogo podvijnogo sostava. Moskva "Transport", 1979.

Primită la redacție la 1 decembrie 1981

MAGNIBUS 02 - FREINAGE MECANIQUE

Résumé

Ayiant pour vue les particularités constructives et functionnelles du ce véhicule, par raport aux véhicules classiques, dans ce travail on présente un calcule des caracteristiques du freinage, compte tenue d'un modèl mécanique originel de l'installation du freinage. Finalment, sont dégagées des conclusions sur l'éficacité du freinage sur le véhicule étudié, a partir de la vitesse V = 300 km/h.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

INFLUENTA REGIMULUI DE FUNCTIONARE A LOCOMOTIVEI ASUPRA STABILITATII GRUPULUI MOTOR DIESEL-GENERATOR

Turos Gh. , Zăgănescu I.

1. Principalele regimuri de lucru ale locomotivei.

Locomotiva diesel, ca unitate de tracţiune pe calea ferată, trebuie să asigure pornirea din loc şi accelerarea trenului pînă la viteza cerută, remorcarea cu puterea optimă a unui tonaj impus la modificarea vitezei în funcţie de profilul căii conform graficului de mers.

Deoarece există o legătură strînsă între regimurile de funcţionare ale locomotivei şi a grupului său energetic, stabilitatea acestui grup trebuie studiată în toate regimurile caracteristice. Pentru o locomotivă diesel-electrică cu dispozitiv de prescriere a turaţiei şi injecţiei $DP_{n,q}$, avînd regulator de turaţie pentru motorul diesel $R_n MD$ şi de excitaţie pentru generator RG, cu schema de principiu din figura 1 similară cu a locomotivei CFR 060-DA la care se referă exemplificarea, principalele regimuri de funcţionare sînt indicate pe caracteristica generatorului prin punctele

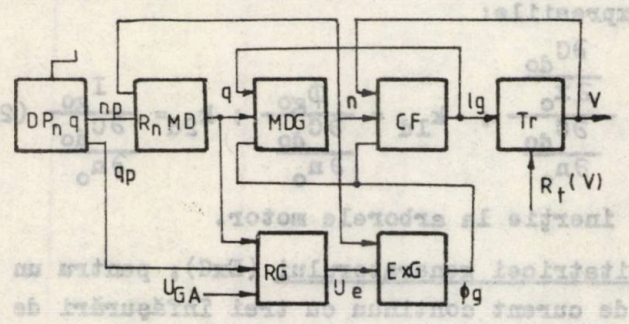


Fig.1.Schema bloc a locomotivei.

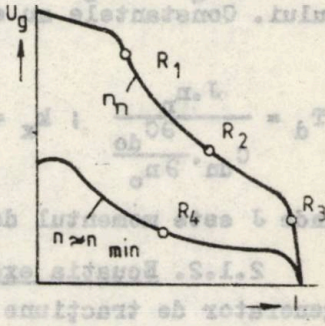


Fig.2.Regimuri de l

1...4 din figura 2, reprezentînd regimurile:
1 - mers la viteză mare, motorul diesel la turaţia nominală n_n;
2 - regim de durată, considerat şi cel nominal;
3 - pornire la curent mare, MD la turaţia n_n;
4 - mers la sarcini mici şi viteze mici, MD la n_{min}.

2. Ecuaţiile de mişcare ale elementelor sistemului energetic şi de reglare automată.

Pentru cercetarea analitică a stabilităţii de funcţionare a sistemului energetic al locomotivei, cea mai comodă formă a ecuaţiilor este aceea în abateri relative adimensionale ale mărimilor variabile, ce se obţine prin descompunerea în serie Taylor în jurul valorii staţionare, din care se păstrează numai termenii pînă la prima derivată. In cele ce urmează valorile staţionare se notează cu indicele „s", cele nominale cu indicele „n", abaterile absolute cu $\triangle$, abaterile relative cu o linie deasupra simbolului, iar valorile relative staţionare cu indicele „o" (de exemplu: $\bar{x} = \frac{\triangle x}{x_n}$; $x_o = \frac{x_s}{x_n}$). Constantele de timp se notează cu „T", coeficienţii de trasfer cu „k", iar operatorul diferenţial $p = \frac{d}{dt}$.

2.1. Ecuaţiile de mişcare ale sistemului energetic.

Aceste ecuaţii sînt tratate în literatură şi în cele ce urmează se utilizează formele prezentate în [1] şi [2].

2.1.1. Ecuaţia grupului motor diesel-generator (MDG) este:

$$(T_d \cdot p + 1)\bar{n} = k_x \cdot \bar{x} - k_{1d} \cdot \bar{I}_g - k_{2d} \cdot \bar{\Phi}_g \qquad (1)$$

unde: n este turaţia grupului; x - cursa cremalierei pompei de injecţie; I_g şi Φ_g - curentul de sarcină respectiv fluxul generatorului. Constantele au expresiile:

$$T_d = \frac{J \cdot n_n}{C_{dn} \cdot \frac{\partial C_{do}}{\partial n_o}} \quad ; \quad k_x = \frac{\frac{\partial C_{do}}{\partial x_o}}{\frac{\partial C_{do}}{\partial n_o}} \quad ; \quad k_{1d} = \frac{\Phi_{go}}{\frac{\partial C_{do}}{\partial n_o}} \quad ; \quad k_{2d} = \frac{I_{go}}{\frac{\partial C_{do}}{\partial n_o}} \qquad (2)$$

unde J este momentul de inerţie la arborele motor.

2.1.2. Ecuaţia excitatricei generatorului (ExG), pentru un generator de tracţiune de curent continuu cu trei înfăşurări de excitaţie (independentă, paralelă şi serie anticompund) are forma:

$$(T_g \cdot p + 1)\,\bar{\Phi}_g = k_{1g} \cdot \bar{U}_e + k_{2g} \cdot \bar{n} - k_{3g} \cdot \bar{I}_g, \qquad (3)$$

unde U_e este tensiunea la bornele excitaţiei independente.

2.1.3. Ecuaţia circuitului de forţă (CF) cu motoare de tracţiune serie de curent continuu este :

$$(T_f \cdot p + 1)\bar{I}_g = k_{1f} \cdot \bar{\Phi}_g + k_{2f} \cdot \bar{n} - T_{fg} \cdot p \cdot \bar{\Phi}_g - k_{3f} \cdot \bar{V} \qquad (4)$$

unde: V este viteza trenului, iar T_{fg} constanta de timp a fluxului generatorului la variaţia curentului de sarcină şi avînd o valoare mică uneori se poate neglija.

2.1.4. Ecuaţia trenului (Tr) se poate scrie sub forma:

$$(T_v \cdot p + 1)\,\bar{V} = k'_{1v} \cdot \bar{I}_g - k_v \cdot \bar{R}_1 \qquad (5)$$

unde $\bar{R}_1$ este abaterea relativă a rezistenţei la mers, datorită profilului căii.

2.2. Ecuaţiile de mişcare ale sistemului de reglare automată (SRA).

Regulatoarele utilizate pe motoarele diesel feroviare sînt în general cu acţiune indirectă, avînd element de sesizare centrifugal şi servomotor hidraulic pentru acţionarea cremalierelor pompelor de injecţie.Ecuaţiile se stabilesc pentru un regulator de acest tip, cu legătură inversă rigidă (ca pe motorul 12 LDA 28). Regulatorul generatorului este rezistiv, comandat de cel mecanic.

2.2.1. Ecuaţia elementului centrifugal.

Acest element compară turaţia reală cu cea prescrisă şi produce semnalul de comandă proporţional cu abaterea turaţiei. Asupra manşonului acestui element (fig. 3) acţionează forţa centrifugă redusă (F_c), forţa arcurilor elementului de prescriere a turaţiilor (F_a), greutatea arcurilor şi a bucşelor (G) precum şi forţa de frecare vîscoasă dintre manşon şi ghidajul vertical (F_{fv}).

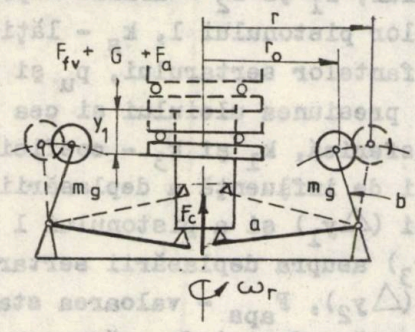


Fig.3.Mecanism centrifugal.

Dacă se neglijează frecarea uscată şi se notează cu m_r masa redusă a elementelor legate cinematic de manşon, iar cu y_1 deplasarea manşonului faţă de poziţia sa inferioară, rezultă :

$$m_r \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = F_c - F_a - G - F_{fv} \qquad (6)$$

Dezvoltînd în serie Taylor, în abateri relative se obţine:

$$(T_m^2 \cdot p^2 + T_{fv} \cdot p + 1)\,\overline{y}_1 = k_m \cdot \overline{n} \qquad (7)$$

unde:

$$T_m^2 = \frac{m_r}{\frac{\partial F_{ao}}{\partial y_{1o}} - \frac{\partial F_{co}}{\partial y_{1o}}} \cdot \frac{y_{1n}}{F_{cn}} \; ; \quad T_{fv} = \frac{k_{fv}}{\frac{\partial F_{ao}}{\partial y_{1o}} - \frac{\partial F_{co}}{\partial y_{1o}}} \cdot \frac{y_{1n}}{F_{cn}} \; ;$$

$$k_n = \frac{\frac{\partial F_{co}}{\partial n_o}}{\frac{\partial F_{ao}}{\partial y_{1o}} - \frac{\partial F_{co}}{\partial y_{1o}}} \; ; \quad y_{1n} = y_{1max} - y_{1min} \; ;$$

iar F_{cn} se determină la y_{1min}.

2.2.2. Ecuaţia servomotorului de injecţie.

Intrarea şi ieşirea uleiului în servomotorul hidraulic de injecţie este comandată de sertarul cilindric (fig.4). Deplasările efectuîndu-se cu viteze mici, se neglijează forţele de frecare vîscoasă, curgerea uleiului se consideră laminară şi se neglijează forţele de inerţie. Se notează cu ζ - coeficientul de rezistenţă hidraulică, μ - coeficientul de debit, ρ - densitatea uleiului, f_1 şi f_2 - ariile suprafeţelor pistonului 1, k_s - lăţimea fantelor sertarului, p_u şi p_o - presiunea uleiului şi cea atmosferică, k_1 şi k_3 - coeficienţii de influenţă a deplasării mufei (Δy_1) şi a pistonului 1 (Δy_3) asupra deplasării sertarului (Δy_2), F_{aps} - valoarea stabilizată a forţei de apăsare a arcului şi F_r - forţa de rezistenţă a mecanismelor antrenate.

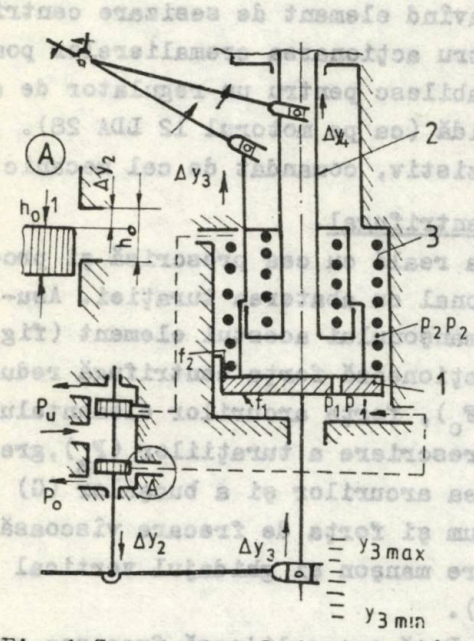


Fig.4.Servomotorul de injecţie.

Scriind ecuaţia de echilibru a sistemului la deplasarea pistonului în sus:

$$p_1 \cdot f_1 - p_2 \cdot f_2 - F_{aps} - F_r - G = 0 \qquad (8)$$

sau de jos

$$p_2' \cdot f_2 - p_1' \cdot f_1 + F_{aps} - F_r + G = 0 \qquad (9)$$

eliminînd presiunile necunoscute cu ajutorul ecuaţiilor de

scurgere a uleiului prin orificiile sertarului şi servomotorului şi ţinînd seama de legătura dintre deplasările elementelor:

$$\Delta y_2 = k_1 \cdot \Delta y_1 + k_3 \cdot \Delta y_3 , \qquad (10)$$

ecuaţiile (8) şi (9) se pot aduce la forma :

$$(T_s \cdot p + 1)\ \bar{y}_3 = -\bar{y}_1, \qquad (11)$$

unde: $T_s = \frac{1}{k_s \cdot k_3 \cdot A}$, iar valoarea constantei A depinde de sensul deplasării pistonului, avînd expresiile:

- în sus $$A_1^2 = \frac{2\mu^2}{\rho} \cdot \frac{p_u \cdot f_1 - p_o \cdot f_2 - F_{aps} - F_r - G}{f_1^3 + f_2^3}$$

- în jos $$A_2^2 = \frac{2\mu^2}{\rho} \cdot \frac{p_u \cdot f_2 - p_o \cdot f_1 + F_{aps} - F_r + G}{f_1^3 + f_2^3}$$

Legătura deplasării y_3 cu deplasarea cremalierei pompei de injecţie este: $\bar{x} = \bar{y}_3$, (12)
iar deplasarea sertarului de comandă a servomotorului regulatorului de cîmp: $\bar{y}_5 = -\bar{y}_3$. (13)

2.2.3. Ecuaţia servomotorului regulatorului de cîmp (SRC).

La deplasarea sertarului 1 din figura 5 cu Δy_5, uleiul pătrunde în spaţiul 3 sau 4 a servomotorului şi pistonul totativ 2 se roteşte cu unghiul $\Delta\varphi$. Bucşa elastică 5 frînează scurgerea uleiului, secţiunea de trecere fiind $f_{sc} = k_{sc} \cdot \Delta y_5$, unde k_{sc} este lăţimea totală a fantelor bucşei.

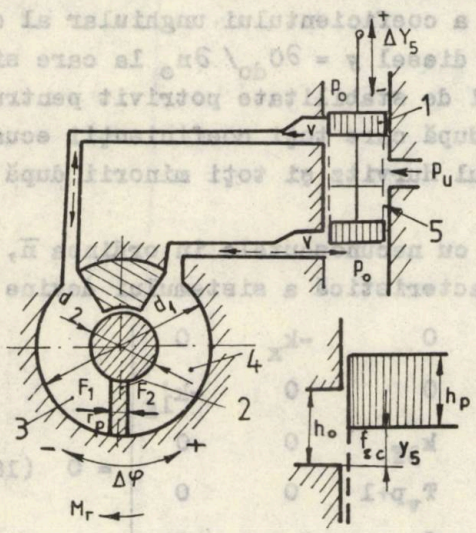


Fig.5.Servomotorul regulatorului de cîmp.

Notînd cu f_p aria, iar cu r_p raza medie a pistonului rotativ şi cu M_r momentul rezistent, procedînd ca la servomotorul de injecţie se obţine ecuaţia :

$$T_{sc} \cdot p \cdot \bar{\varphi} = \bar{y}_5 \qquad (14)$$

unde:

$$T_{sc} = \frac{f_p \cdot r_p \cdot \varphi_n}{\mu \cdot k_{sc} \cdot y_{5n}} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{p_u - p_o - \frac{M_r}{f_p \cdot r_p}}}$$

2.2.4. Ecuaţia regulatorului de cîmp.

Rezistenţa variabilă R_c din circuitul de excitaţie a generatorului variază exponenţial în funcţie de φ. Pe baza ecuaţiilor de tensiuni şi de curenţi se ajunge la expresia:

$$\overline{U}_e = k_e \cdot \overline{\varphi} + T_{eg} \cdot p \cdot \overline{\Phi}_g \qquad (15)$$

unde: $k_e = \frac{\partial U_{eo}}{\partial R_{co}} \cdot \frac{\partial R_{co}}{\partial \varphi_o}$, iar T_{eg} este constanta de timp a variaţiei tensiunii U_e ca urmare a variaţiei fluxului Φ_g.

Inlocuind expresia (15) în (3), ecuaţia excitaţiei generatorului ia forma:

$$(T'_g \cdot p + 1)\,\overline{\Phi}_g = k'_{1g}\,\overline{\varphi} + k_{2g} \cdot \overline{n} - k_{3g} \cdot \overline{I}_g \qquad (3')$$

unde: $k'_{1g} = k_{1g} \cdot k_e$, iar $T'_g < T_g$.

T_m şi T_{fv} din (7) avînd valori mici se pot neglija şi cu (7), (11) şi (12) ecuaţia pentru reglarea turaţiei devine:

$$(T_s \cdot p + 1)\,\overline{x} = -k_m \cdot \overline{n}\,, \qquad (16)$$

iar pentru SRC, cu (12), (13) şi (14) rezultă :

$$T_{sc} \cdot p \cdot \overline{\varphi} = -\overline{x} \qquad (17)$$

Sistemul de ecuaţii al grupului energetic şi de reglare este format din ecuaţiile (1), (3'), (4), (5), (16) şi (17).

3. Studiul stabilităţii sistemului.

Acest studiu se efectuează prin determinarea rezervei de stabilitate, adică a valorii minime a coeficientului unghiular al caracteristicii cuplului motorului diesel $y = \partial C_{do} / \partial n_o$ la care sistemul încă este stabil. Criteriul de stabilitate potrivit pentru acest scop este al lui Hurvitz, după care toţi coeficienţii ecuaţiei caracteristice, determinantul Hurvitz şi toţi minorii după diagonală să fie pozitivi.

Scriind ecuaţiile indicate, cu necunoscutele în ordinea $\overline{n}$, $\overline{\Phi}_g$, $\overline{I}_g$, $\overline{V}$, $\overline{x}$ şi $\overline{\varphi}$, ecuaţia caracteristică a sistemului devine :

$$\begin{vmatrix}
T_d p+1 & k_{2d} & k_{1d} & 0 & -k_x & 0 \\
-k_{2g} & T'_g p+1 & k_{3g} & 0 & 0 & -k'_{1g} \\
-k_{2f} & -(k_{1f}-T_{fg}p) & T_f p+1 & k_{3f} & 0 & 0 \\
0 & 0 & -k'_{1v} & T_v p+1 & 0 & 0 \\
k_m & 0 & 0 & 0 & T_s p+1 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & T_{sc} p
\end{vmatrix} = 0 \qquad (18)$$

După dezvoltare se obţine o ecuaţie caracteristică de forma :

$$a_6 \cdot p^6 + a_5 \cdot p^5 + a_4 \cdot p^4 + a_3 \cdot p^3 + a_2 \cdot p^2 + a_1 \cdot p + a_o = 0 \qquad (19)$$

Expresiile coeficienţilor $a_o \ldots a_6$ fiind foarte complicate studiul se efectuează cu date concrete. Calculele s-au făcut pentru locomotiva 060-DA la regimurile indicate în tabelul 1.

Tabelul 1.

Parametrii \ Regimul	1	2	3	4	Valorile nominale
Poziţie controler	24	24	24	6	-
n_s [rot/min]	750	750	750	400	750
S_{Rs}	8,1	8,1	8,1	3,3	10
I_{gs} [A]	1560	2460	3750	2100	2460
U_{gs} [V]	870	550	300	105	550
V_s [km/h]	91,0	21,5	8,6	2,5	21,5

In scopul urmăririi şi a influenţei elementelor sistemului, y s-a determinat atît pentru grupări parţiale cît şi pentru întregul ansamblu, rezultatele fiind prezentate în tabelul 2.

Tabelul 2.

Nr. crt.	Grupul	Condiţia	Regimul 1	2	3	4
1.	MDG+CF	$a_o \geq 0$	0,850	2,583	2,101	1,357
2.	MDG+ExG+CF	$a_o \geq 0$	1,061	0,455	-0,427	-0,250
3.	MDG+ExG+CF+Tr	$D_{43} \geq 0$	0,440	0,482	-0,328	-0,082
4.	MDG+RnMD	$a_o \geq 0$	4,014	4,014	4,014	5,736
5.	MDG+ExG+CF+RnMD	$a_o \geq 0$	5,075	4,470	3,586	5,486
6.	MDG+ExG+CF+RnMD+RG	$D_{54} \geq 0$	4,721	3,477	3,586	5,006
7.	MDG+ExG+CF+Tr+RnMD	$D_{54} \geq 0$	4,754	4,486	3,680	5,630
8.	MDG+ExG+CF+Tr+ +RnMD+RG	$D_{65} \geq 0$	4,726	3,376	3,680	5,257

4. Concluzii.

Din analiza rezultelor obţinute se desprind următoarele:

a). Funcţionarea în comun a instalaţiei energetice şi de reglare este stabilă în toate regimurile, avînd o mare rezervă de stabilitate, ceea ce rezultă din comparaţia valorilor din rîndul

8 cu cele reale: $y_r = -0,372$ la regimurile 1, 2 şi 3, respectiv $y_r = 0$ la regimul 4. Valoarea rezervei de stabilitate scade cînd creşte curentul I_g şi panta caracteristicii $R_c(\varphi)$.

b). Sistemul autoregulator fără instalaţie de reglare funcţionează instabil la curenţi mari (rîndul 3, regimul 3 şi 4).

c). Elementul hotărîtor pentru realizarea stabilităţii de funcţionare a ansamblului este regulatorul motorului diesel, cu caracteristică statică, y crescînd cu statismul, deci cu coeficientul k_m (compară rîndurile 2 cu 5 şi 3 cu 7).

d). Circuitul de forţă are influenţă pozitivă (rîndul 1).

e). Legarea excitaţiei serie anticompund la curenţi mari reduce y proporţional cu k_{3g} (compară rîndurile 1 şi 2 regimurile 2, 3 şi 4, respectiv rîndurile 4 şi 5 la regimul 3).

f). Legarea trenului în principiu reduce y prin frînarea variaţiei curentului (v. regimul 1 rîndurile 2 şi 3 respectiv 5 şi 7), dar la curenţi mari această frînare este avantajoasă reducînd influenţa negativă a excitaţiei serie (v.regimurile 2, 3 şi 4).

g). Regulatorul generatorului, absolut necesar pentru funcţionarea economică a motorului diesel şi utilizarea puterii disponibile maxime are influenţă negativă asupra stabilităţii prelungind procesul tranzitoriu, mai ales la valori mari ale pantei caracteristicii $R_c(\varphi)$, deci la regimurile 2 şi 4 (compară rîndurile 5 cu 6 şi 7 cu 8). In regimul 3 RG nu funcţionează.

BIBLIOGRAFIE

1. Zăgănescu I., Locomotive şi automotoare cu motoare termice. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1972.

2. Boldov A.N.; Stepanov A.D., Teploelektriceskii podvijnoi sostav. Izd. "Transport", Moskva, 1968.

Primită la redacţie la 17 aprilie 1982

DER EINFLUSS DES BETRIEBSREGIMES DER LOKOMOTIVE AUF DIE STABILITAT DER DIESELMOTOR-GENERATORGRUPPE

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit dem Studium der Betriebsstabilität des energetischen Systems und der Regelung auf der diesel-elektrischen Lokomotive.

Es wird die Bestimmung der Stabilitätsreserve der Dieselmotor-Generatorgruppe verfolgt. Zu diesem zweck werden die Bewegungsgleichungen der relativen Abweichungen der verschiedenen Lokomotivenelementen bestimmt und das Stabilitätskriterium von Hurvitz angewandt. Konkrete Berechnungen werden für die Lokomotive CFR 060-DA durchgeführt.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 27(41) MECANICA 1982

CERCETARI PRIVIND REGIMUL DE LUCRU AL GREBLEI CU TRANSPORTOR

Dănilă I., Iancului D., Boguleanu M.

1. Consideraţii generale

Pentru executarea operaţiilor de strîns, întors şi răvăşit fîn se folosesc cu precădere - în cadrul procesului de recoltare a plantelor furajere de pe pajişti - greblele cu transportor transversal, deoarece aceste maşini satisfac cerinţele tehnologice sub aspectul calităţii şi sub aspectul pierderilor de material, se adaptează bine la terenurile denivelate şi îndeosebi la cele situate în pantă.

Caracteristicile funcţionale ale acestor maşini nu sînt încă valorificate suficient de bine din cauza lipsei corelării parametrilor constructivi şi funcţionali cu indicii tehnico-economici. In acest sens s-au efectuat cercetările prezentate în această lucrare.

2. Analiza procesului de lucru al greblei

Grebla cu transportor transversal (fig.1) este alcătuită din: limitatorul de brazdă 1, roţile 2, dinţii elastici 3, barele 4, curelele trapezoidale 5, tijele 6, braţele 7, cadrul 8, roţile de întindere 9.

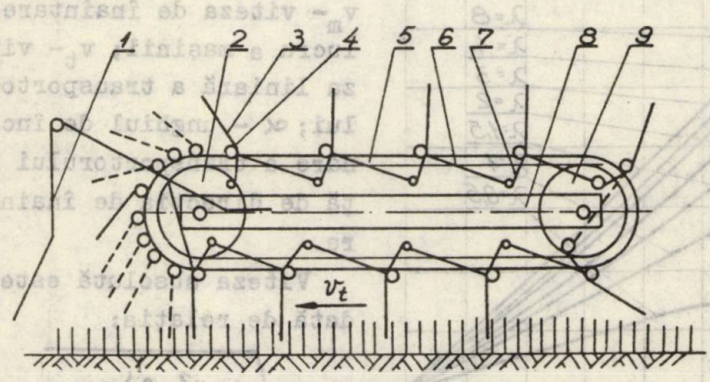


Fig.1. Schema greblei cu transportor transversal

In procesul de lucru dinţii elastici execută o mişcare compusă care se poate divide în patru faze caracteristice, corespunzătoare funcţiilor pe cale le îndeplinesc şi anume: faza activă cînd dinţii se află pe ramura in-

ferioară a transportorului şi execută strîngerea materialului; faza de formare a brazdei - dinţii se află în zona de înfăşurare a curelelor pe roţile de acţionare; faza de mers în gol - dinţii se află pe ramura superioară a transportorului; faza de intrare în lucru - dinţii se află în zona de înfăşurare a curelelor pe roţile de întindere.

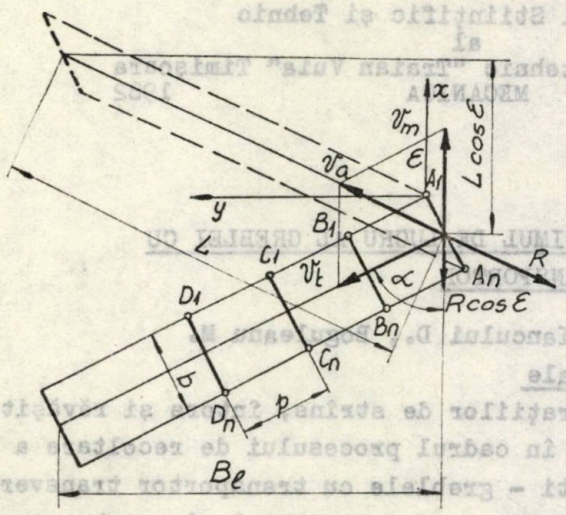


Fig.2. Schema deplasării materialului pe miriştе

In cadrul fazei active, deplasarea materialului pe miriştе (fig.2) reprezintă rezultanta mişcărilor de transport şi relative caracterizate prin vitezele v_m= const. respectiv v_t= const. Legile de mişcare ale unui dinte elastic A_1 în faza activă sînt:

$$x_{A1} = v_m t - v_t t \cos\alpha$$
$$y_{A1} = v_t t \sin\alpha \qquad (1)$$
$$v_{xA} = v_m - v_t \cos\alpha$$
$$v_{yA} = v_t \sin\alpha$$

unde:

v_m- viteza de înaintare în lucru a maşinii; v_t- viteza liniară a transportorului; α - unghiul de înclinare a transportorului faţă de direcţia de înaintare.

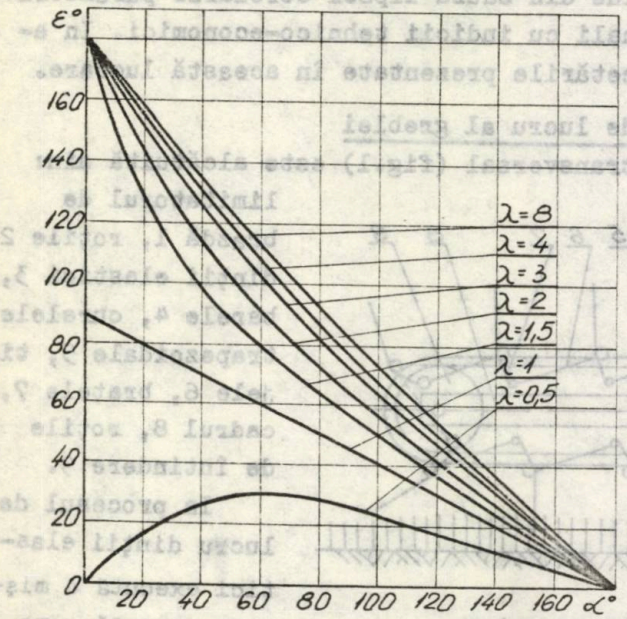


Fig.3. Variaţia unghiului ε funcţie de unghiul α

Viteza absolută este dată de relaţia:

$$v_a = \sqrt{1+\lambda^2-2\lambda\cos\alpha} \qquad (2)$$

în care $\lambda = v_t/v_m$ reprezintă indicile regimului cinematic al transportorului.

Vectorul vitezei absolute formează unghiul ε cu direcţia de de-

plasare a materialului. Din fig.2 se scrie:

$$tg\varepsilon = \frac{v_t \sin\alpha}{v_m - v_t\cos\alpha} = \frac{\lambda\sin\alpha}{1-\lambda\cos\alpha} \qquad (3)$$

Variaţia unghiului ε funţie de unghiul α s-a reprezentat în graficul din fig.3. Se observă că deplasarea numai pe direcţia transversală (efectul maxim de greblare) se poate realiza numai cînd $\lambda > 1$.

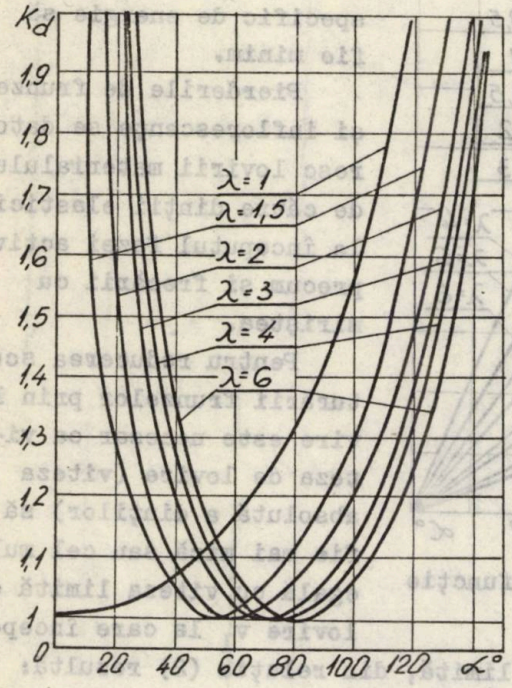


Fig.4. Variaţia coeficientului K_d funcţie de unghiul α

Avansul maşinii este dat de relaţia:

$$s = v_m p/v_t = p/\lambda \qquad (4)$$

Pentru evitarea suprafeţelor negreblate este necesar ca $s \leq b$ sau

$$b = p/k\lambda \qquad (5)$$

unde b este lăţimea de lucru a unei bare iar k reprezintă coeficientul de utilizare a capacităţii de lucru a maşinii ($k \leq 1$).

Distanţa maximă pe care este deplasat materialul pe miriştе în faza activă este:

$$L = \frac{B_1}{\sin\alpha} = \frac{B_1\sqrt{1+\lambda^2+2\lambda\cos\alpha}}{\lambda\sin\alpha} = K_d B_1 \qquad (6)$$

unde K_d reprezintă coeficientul de deplasare suplimentară a materialului pe miriştе ($K_d = L/B_1$).

In fig.4 s-a reprezentat variaţia coeficientului K_d funcţie de unghiul α şi se observă că el poate ajunge la valoarea minimă ($K_d=1$) numai pentru $\lambda \geq 1$ şi $\alpha < \pi/2$. Intrucît pierderile de frunze şi inflorescenţe cresc cu creşterea coeficientului K_d rezultă că în procesul de lucru este bine ca $\lambda > 1$.

3. Alegerea parametrilor greblei cu transportor

In cadrul stabilirii parametrilor constructivi şi funcţionali ai greblei cu transportor trebuie avut în vedere următoarele restricţii (cerinţe tehnologice): pierderile de frunze şi inflorescenţe prin scuturare să fie minime; lăţimea de lucru să fie cea corespun-

zătoare pentru asigurarea masei liniare a brazdei necesară folosirii eficiente a utilajelor următoare; capacitatea de lucru a mașinii să fie cît mai mare; costurile specifice pentru executarea lucrării să fie minime; consumul specific de energie să fie minim.

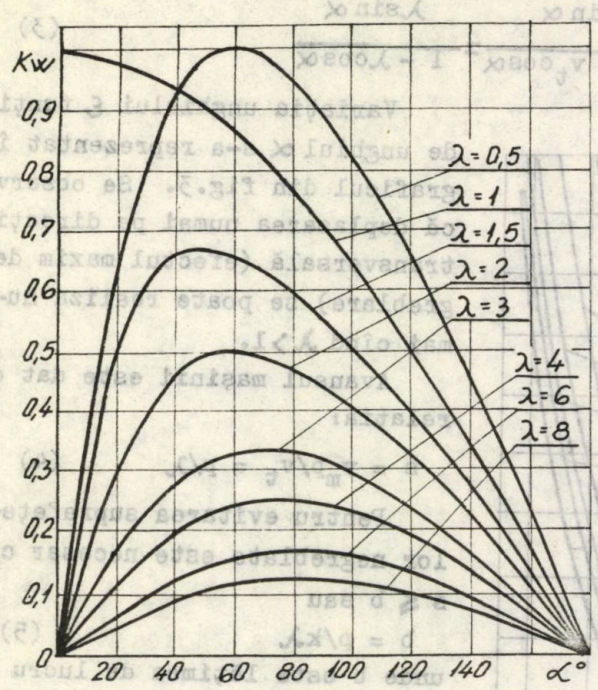


Fig.5. Variația coeficientului K_w funcție de unghiul α

Pierderile de frunze și inflorescențe se datoresc lovirii materialului de către dinții elastici la începutul fazei active precum și frecării cu miriștea.

Pentru reducerea scuturării frunzelor prin lovire este necesar ca viteza de lovire (viteza absolută a dinților) să fie mai mică sau cel mult egală cu viteza limită de lovire v_1 la care începe scuturarea (v_a v_1). Pentru cazul limită, din relația (2) rezultă:

$$v_m = v_1/\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos\alpha} \qquad (7)$$

Cantitatea de frunze scuturată datorită frecării materialului cu miriștea este funcție de lungimea drumului parcurs de acesta pe miriște. Pierderile minime de frunze corespund la L_{min}. Din relația (6) rezultă: $L_{min} = B_1 \Rightarrow \sin\varepsilon = 1 \Rightarrow \varepsilon = \pi/2$.

Pe de altă parte se scrie:

$$\sin\varepsilon = \frac{\lambda\sin\alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos\alpha}} \qquad (8)$$

Pentru cazul $L_{min} = B_1$ se obține:

$$\lambda\sin\alpha_o = \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos\alpha_o}$$

de unde:

$$\cos\alpha_o = 1/\lambda \qquad (9)$$

Din relația (9) se obține valoarea unghiului de înclinare a transportorului față de direcția de înaintare a mașinii în lucru α_o la care se asigură deplasarea transversală a materialului, respectiv poziția la care pierderile de frunze sînt minime.

Capacitatea teoretică de lucru a maşinii se calculează cu relaţia:

$$W = B_1 v_m K_1 \qquad (10)$$

în care: B_1- lăţimea de lucru a maşinii; $B_1 = B \sin\alpha$; B - lungimea transportorului; v_m- viteza de înaintare în lucru a maşinii; K_1- coeficientul de folosire a lăţimii de lucru a maşinii

Din relaţiile (10) şi (7) rezultă:

$$W = \frac{B K_1 v_1 \sin\alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos\alpha}} = C_1 K_w \qquad (11)$$

unde:

$$C_1 = B K_1 v_1 \quad ; \quad K_w = \frac{\sin\alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos\alpha}}$$

In fig.5 s-a reprezentat variaţia coeficientului capacităţii de lucru K_w funcţie de unghiul α. Se observă că valoarea maximă $K_w = 1$ se obţine numai cînd $\lambda \leq 1$ situaţie care implică $K_d > 1$, adică pierderi însemnate de frunze prin deplasarea suplimentară a materialului pe mirişte.

Aprecierea regimului de lucreu sub aspect econimic se poate face folosind ca element de bază indicile de investiţie. Prin indice de investiţie se înţelege raportul între costul maşinii şi suprafaţa lucrată în unitatea de timp. Se consideră că, costul maşinii creşte liniar cu lungimea transportorului. In această situaţie indicile de investiţie este dat de relaţia:

$$I_c = q\, B/W = C_2 K_c \qquad (12)$$

în care:

$$C_2 = \frac{q}{K_1 v_1} \quad ; \quad K_c = \frac{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos\alpha}}{\sin\alpha}$$

unde: q - costul maşinii pe unutatea de lungime a transportorului; B - lungimea transportorului; K_c- coeficientul indicelui de investiţie.

Variaţia coeficientului de investiţie K_c funcţie de unghiul de înclinare a transportorului faţă de direcţia de deplasare a maşinii este reprezentată în fig.6. Coeficientul K_c creşte o dată cu creşterea indicelui regimului cinematic λ. Pentru a avea cheltuieli de investiţii cît mai reduse trebuie să se aleagă valoarea minimă a regimului cinematic la care pierderile de frunze şi inflorescenţe sînt neînsemnate.

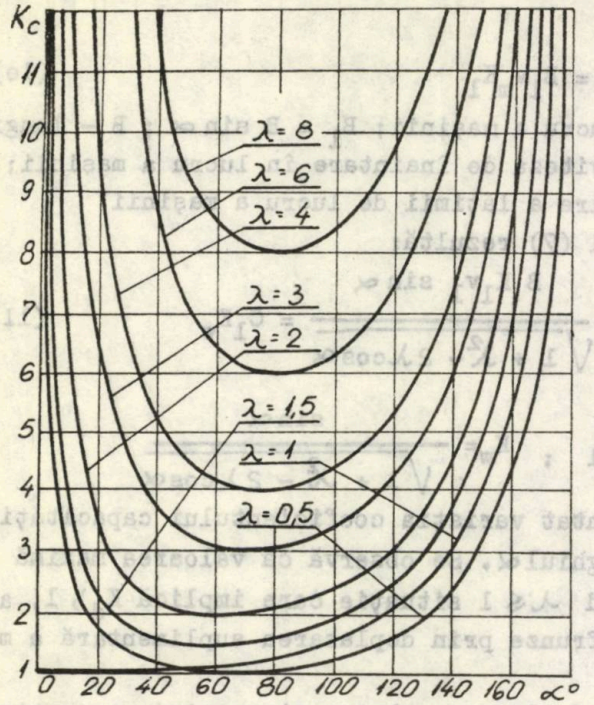


Fig.6. Variaţia coeficientului K_c funcţie de unghiul α

Aprecierea sub aspect energetic a procesuluide lucru al greblei cu transportor se face ţinînd seama de două elemente şi anume; energia E_p consumată pentru deplasarea materialului pe suprafaţa miriştei şi energia E_t consumată pentru învingerea rezistenţei la înaintare a maşinii datorată deplasării materialului pe miriste.

$$E_T = E_p + E_t$$

sau

$$E_T = RL + RL\cos^2\varepsilon \quad (13)$$

unde R este rezistenţa medie echivalentă care acţionează asupra dinţilor elastici de pe ramura activă datorită deplasării materialului pe mirişte.

Ţinînd seama de notaţiile din fig.1 şi de relaţia (8) ecuaţia (13) devine:

$$E_T = RB_1\left[\frac{2+\lambda^2(1+\cos^2\alpha)-4\lambda\cos\alpha}{\lambda\sin\alpha\sqrt{1+\lambda^2-2\lambda\cos\alpha}}\right] \quad (14)$$

Energia consumată pentru executarea procesului tehnologi de lucru (energia teoretică de luru) este $E_0 = RB_1$.

Prin deplasarea materialului pe mirişte diferit faţă de direcţia transversală, energia consumată în procesul de lucru creşte. Această creştere este pusă în evidenţă prin coeficientul energetic $K_E = E_T/E_0$. Din relaţia de mai sus rezultă:

$$K_E = \frac{2+\lambda^2(1+\cos^2\alpha)-4\lambda\cos\alpha}{\lambda\sin\alpha\sqrt{1+\lambda^2-2\lambda\cos\alpha}} \quad (15)$$

Variaţia coeficientului energetic K_E funcţie de unghiul de înclinare α s-a reprezentat în fig.7.

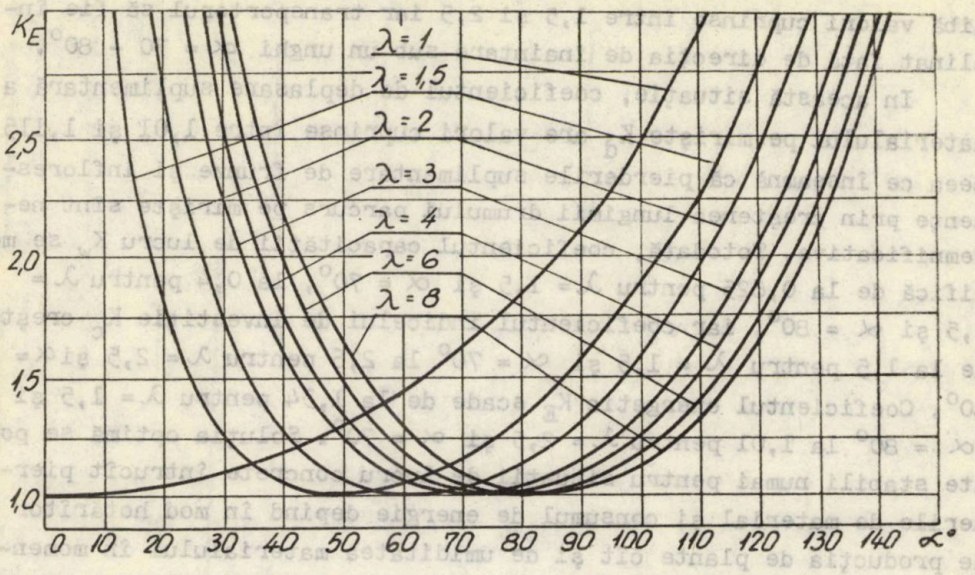


Fig.7. Variaţia coeficientului K_E funcţie de unghiul α

In cazul răvăşirii materialului, efectul maxim se obţine în situaţia cînd componenta transversală v_y a vitezei dinţilor elastici este maximă ceea ce corespunde la $\alpha = \pi/2$.

5.Concluzii

Din analiza efectuată se desprind următoarele:

- In cazul dispunerii transportorului normal pe direcţia de înaintare ($\alpha = \pi/2$), situaţie folosită frecvent în producţie, drumul parcurs de material pe mirişte creşte cu 5,4% pentru $\lambda = 3$ la 41% pentru $\lambda = 1$. In mod corespunzător cresc şi pierderile de frnze şi inflorescenţe;

- Indicile de investiţie, cînd $\alpha = \pi/2$, creşte de la 1,4 pentru $\lambda = 1$ la 3,16 pentru $\lambda = 3$. Valoarea minimă a indicelui de investiţie la o anumită valoarea a indicelui regimului cinematic se obţine la valori ale unghiului α de înclinare a transpotorului mai mici decît $\pi/2$;

- Coeficientul consumului de energie K_E, în cazul dispunerii transportorului normal pe direcţia de înaintare ($\pi/2$) crşte de la 1,16 pentru $\lambda = 3$ la 2,12 pentru $\lambda = 1$. Creşterea coeficientului consumului de energie în cazul reducerii indicelui regimului cinematic are loc datorită efectului de autofrînare exercitat de dinţii elastici la deplasarea prin mireişte;

Pentru folosirea judicioasă a caracteristicilor cinematice ale greblei cu transportor transversal, în condiţiile strîngerii materialului cu pierderi reduse trebuie ca indicile regimului cinematic să

aibă valori cuprinse între 1,5 şi 2,5 iar transportorul să fie înclinat faţă de direcţia de înaintare sub un unghi $\alpha = 70 - 80^{\circ}$.

In această situaţie, coeficientul de deplasare suplimentară a materialului pe mirişte K_d are valori cuprinse între 1,01 şi 1,115 ceea ce înseamnă că pierderile suplimentare de frunze şi inflorescenţe prin creşterea lungimii drumului parcurs pe mirişte sînt nesemnificative. Totodată, coeficientul capacităţii de lucru K_w se modifică de la 0,625 pentru $\lambda = 1,5$ şi $\alpha = 70^{\circ}$, la 0,4 pentru $\lambda = 2,5$ şi $\alpha = 80^{\circ}$, iar coeficientul indicelui de investiţie K_c creşte de la 1,5 pentru $\lambda = 1,5$ şi $\alpha = 70^{\circ}$ la 2,6 pentru $\lambda = 2,5$ şi $\alpha = 80^{\circ}$. Coeficientul energetic K_E scade de la 1,34 pentru $\lambda = 1,5$ şi $\alpha = 80^{\circ}$ la 1,01 pentru $\lambda = 2,5$ şi $\alpha = 70^{\circ}$. Soluţia optimă se poate stabili numai pentru situaţii de lucru concrete întrucît pierderile de material şi consumul de energie depind în mod hotărîtor de producţia de plante cît şi de umiditatea materialului în momentul greblării. La producţii mari se vor alege valori mai mari pentru indicele regimului cinematic λ şi valori mai mici pentru unghiul de înclinare α.

In cazul răvăşirii indicele regimului cinematic să aibă valori cuprinse între 3 şi 5 iar transportorul să fie dispus normal pe direcţia de înaintare.

BIBLIOGRAFIE

1. Dănilă I., Maşini agricole de recoltat - Litografia IPT Timişoara 1982

Primită la redacţie la 12 februarie 1982

RECHERCHES CONCERNANT LE RÉGIME DE TRAVAIL DE LA MACHINE DE FENAISON À TRANSPORTEUR

Résumé

L'ouvrage comprend l'analyse du processus de travail de la machine de fenaison à transporteur et des facteurs qui influencent les pertes de matériel, la consommation d'énergie pour l'exécution du processus technologique et la capacité de travail. Dans le cas du ramassage du matériel fourragère en andain on recommande que le transporteur forme un angle de 7o - 8o° avec la direction d'avancement et son régime cinématique soit 1,5 - 2,5. Dans le cas de l'éparpillement, le régime cinématique doit etre 3 - 5 et $\alpha = \pi/2$.